



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## DVOUDOBÝ JEDNOVÁLCOVÝ MOTOCYKLOVÝ MOTOR S VÝFUKOVÝMI VENTILY

TWO-STROKE SINGLE-CYLINDER MOTORCYCLE ENGINE WITH EXHAUST VALVES

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. MAREK SLOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. LUBOMÍR DRÁPAL

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Marek Slovák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

**Dvoudobý jednoválcový motocyklový motor s výfukovými ventily**

v anglickém jazyce:

**Two-stroke single-cylinder motorcycle engine with exhaust valves**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního charakteru, zaměřená na návrh dvoudobého jednoválcového motocyklového motoru o zdvihovém objemu 250 cm<sup>3</sup> s výfukovými ventily.

Cíle diplomové práce:

Na základě předběžného výpočtu určete hlavní parametry dvoudobého jednoválcového kapalinou chlazeného motocyklového motoru o zdvihovém objemu 250 cm<sup>3</sup> s výfukovými ventily dle patentového návrhu Ing. Františka Pudila (PV 7018-80) 216305. Navrhněte motor v prostředí CAD. Proveďte výpočet vybraného konstrukčního uzlu. Vypracujte výkres sestavy motoru, kde uveďte hlavní a přípojně rozměry.

Seznam odborné literatury:

- [1] VYKOUKAL, R. Dvoudobé motory vozidlové. SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, První vydání, Praha, 1957.
- [2] KOŠTÁL, J., SUK, B. Pístové spalovací motory. Nakladatelství Československé akademie věd, První vydání, Praha, 1963.
- [3] BLAIR, G. P. The Basic Design of Two-Stroke Engines. Society of Automotive Engineers, Inc., First edition, 1990. ISBN 1-56091-008-9.
- [4] BLAIR, G. P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. Society of Automotive Engineers, Inc., First edition, 1996. ISBN 978-1-56091-685-7.
- [5] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. SAE International, First edition, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [6] RAUSCHER, J., Spalovací motory, Studijní opory VUT v Brně, 2005.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Drápal

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 14.11.2011



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan



## ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o konstrukčním návrhu dvoudobého motocyklového motoru se souproudým vyplachováním podle patentového návrhu Františka Pudila (PV 7018-80) 216305. Motor je navrhován pro použití ve sportovních off-road motocyklech.

Cílem práce je navrhnout motor této koncepce a tím odhalit její přínosy a nedostatky. V práci je proto kladen důraz na návrh těch konstrukčních celků, které přímo souvisí s nestandardní koncepcí motoru. Naopak součásti, které lze řešit konvenčně byly řešeny pouze okrajově nebo nebyly řešeny vůbec.

V úvodní části práce jsou podrobně probrány očekávané výhody a nevýhody této koncepce. Výpočtová část práce je zaměřena na rozvod motoru. Byl proveden návrh časování i výpočet parametrů ventilového rozvodu. Zbývá část je věnována konstrukci jednotlivých součástí motoru.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Souproudé vyplachování, František Pudil, (PV 7018-80) 216305, dvoudobý ventilový motor, časování rozvodu, přepouštěcí kanály, chlazení hlavy válce.

## ABSTRACT

The master's thesis deals with the design of two-stroke uniflow scavenged motorcycle engine according to patent František Pudil (PV 7018-80) 216305. The engine has been designed for using in off-road sport motorcycles.

The objective of this thesis is to design the engine of this conception and to reveal benefits and defects of this concept by using this method.

In this thesis the emphasis is put on design of the construction groups which are directly related to unconventional concept of engine. On the other hand, the parts which can be designed conventionally were solved marginally or were not solved at all.

In the first part of the thesis there are thoroughly discussed expected benefits and disadvantages of this concept. Computational part focuses on valvetrain and porting of engine. Last part deals with design of engine parts.

## KEYWORDS

Uniflow scavenging, Frantisek Pudil, (PV 7018-80) 216305, two-stroke poppet valve engine, valvetrain timing, transfer ducts, cylinder head cooling





## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SLOVÁK, M. *Dvoudobý jednoválcový motocyklový motor s výfukovými ventily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Marek Slovák





## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Lubomíru Drápalovi za cenné podněty ke zpracování závěrečné práce i vstřícnost při konzultacích. Cením si také jeho nadhledu, který vnášel do spolupráce.

Zároveň bych chtěl poděkovat rodině za podporu při psaní diplomové práce i celém studiu. Poděkování patří rovněž přítelkyni, která semnou měla v době psaní diplomové práce mimořádnou trpělivost.

Největší poděkování patří mému konzultantovi z firmy Ricardo Ing. Martinu Molcarovi, který vznášel cenné připomínky k návrhu konstrukce, radil, trpělivě vysvětloval a uváděl na pravou míru mé často naivní konstrukční návrhy. Radou přispěl vždy téměř okamžitě, ve dne i v noci, v práci i volném čase. Za to vše mu patří dík.





## OBSAH

Úvod .....	15
1 Analýza řešeného problému .....	16
1.1 Nesymetrie rozvodu .....	16
1.2 Souproudé vyplachování .....	18
1.3 Snížení přepouštěcích kanálů .....	19
1.4 Menší úhlové průřezy ventilového rozvodu .....	20
1.5 Složitost rozvodu .....	20
1.6 Dynamické namáhání rozvodu .....	21
1.7 Tepelné namáhání ventilů .....	21
1.8 Vyšší stavební výška a hmotnost motoru .....	22
1.9 Shrnutí .....	22
2 Určení základních geometrických rozměrů .....	24
2.1 Vrtání a zdvih .....	24
2.2 Délka ojnice .....	24
2.3 Kompresní poměr .....	25
2.4 Výkon motoru .....	25
3 Rozvod .....	26
3.1 Výchozí parametry .....	26
3.2 Přepouštění .....	27
3.3 Výfuk .....	29
3.3.1 Základní úvaha o volbě časování .....	29
3.3.2 Základní parametry ventilového rozvodu .....	30
3.3.3 Volba výsledného rozvodového diagramu .....	31
3.3.4 Kinematika rozvodového mechanismu .....	32
3.3.5 Síly v rozvodovém mechanismu .....	36
3.3.6 Dynamika rozvodového mechanismu .....	40
3.4 Zhodnocení návrhu rozvodu .....	42
3.5 Konstrukce ventilového rozvodu .....	44
3.5.1 Rozmístění ventilů .....	44
3.5.2 Díly ventilového rozvodu .....	45
3.5.3 Pohon ventilového rozvodu .....	46
4 Konstrukce hlavy motoru .....	49
4.1 Spalovací prostor .....	49
4.2 Výfukové kanály .....	51
4.3 Chladicí prostor hlavy .....	53



4.4	Prostor pro ventilový rozvod a upevnění hlavy.....	55
4.5	Mazání .....	57
5	Konstrukce válce motoru .....	59
5.1	Přepouštěcí kanály.....	59
5.2	Chlazení válce .....	61
5.3	Připojení válce ke klikové skříni .....	62
5.4	Rozvodová šachta.....	63
6	Konstrukce klikového mechanismu .....	65
6.1	Kliková hřídel.....	65
6.2	Píst.....	65
6.3	Ojnice .....	66
6.4	Vyvážení klikového mechanismu .....	66
7	Konstrukce klikové skříně .....	68
7.1	Sací kanál .....	68
7.2	Prostor pro klikovou hřídel.....	69
	Závěr .....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	75
	Seznam příloh .....	76



## ÚVOD

V očích mnoha lidí zainteresovaných v motorismu je dvoudobý motor překonanou záležitostí. Široká veřejnost se s ním také loučí bez zbytečného sentimentu. Dvoudobý motor si v době svého nasazování v lidových vozidlech bývalé NDR (rozuměj Trabant a Wartburg) získal tak špatnou pověst, že kdyby nějaká automobilka postavila sebelepší dvoudobý motor, musela by při jeho uvedení do prodeje zaplatit tak masivní marketingovou kampaň, že by to hravě předčilo náklady na vývoj. Přitom současně nastolený kurz „downsizingu“ úspěšně pokračuje ve svém tažení a bourá jedno tabu za druhým. Kdo čekal, že se tato cesta zastaví hned u tříválce a níž se nepůjde, byl velice překvapen vítězem ankety Motor roku 2011 (dvouválec Fiat twinair). V dnešní době zmenšování pohonných jednotek se tedy může klidně stát, že bude prolomena další hranice. Čeká se už jenom, až někdo pronese na vrcholném jednání některého automobilového koncernu odvážnou větu: „Pojďme to zkusit s dvoutaktem!“

Do té doby než se toto stane, nezbývá než bojovat na poli, které bylo donedávna baštou dvoudobých motorů, a tím jsou motocykly. Bohužel většina druhů motocyklů je dnes už také dvoudobých motorů prostá.

V době, kdy už je z větší poloviny dobyt i jeden z posledních ostrůvků dvoudobých motocyklů, a to motokrosové speciály, nezbývá, než se zabývat možnostmi protiofenzivy právě na tomto poli. Jeden z těchto protiofenzivních plánů si klade za cíl rozvinout i tato diplomová práce.

## 1 ANALÝZA ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

Úkolem je vyvinout dvoudobý motocyklový motor s výfukovými ventily podle patentového návrhu Františka Pudila z roku 1980. [17] Vynález, který je v tomto patentovém spisu prezentován spočívá v tom, že se vačková hřídel která výfukové ventily pohání, otáčí polovičními otáčkami klikové hřídele. Tedy stejně jako u čtyřdobých motorů. Od této úpravy si autor patentu slibuje snížení dynamického namáhání dílů rozvodu a tepelného namáhání ventilu, díky čemuž by dvoudobý motor vybavený tímto rozvodem měl být schopen pracovat při vysokých otáčkách. Tento návrh by měl umožnit použití souprůdého vyplachování u sportovních motorů, které je podle autora pro tyto motory vhodné. Mimo jiné tím, že čerstvá směs koná ve válci kratší dráhu, což umožní další zvýšení otáček.

Dvoudobý motor s výfukovými ventily samozřejmě není ničím novým, ostatně u prvních dvoudobých motorů byla výměna náplně válce zabezpečována právě tímto způsobem. Ovšem už v roce 1891 byl patentován motor, kde byl celý rozvod řízen pohybem pístu. [8] Toto uspořádání se během 20. století stalo v podstatě ekvivalentem k pojmu dvoudobý motor a pokud je někde dvoudobý motor diskutován tak se bere jako naprosto samozřejmé, že má právě uvedenou koncepci.

Tuto hegemonii výrazně narušuje dvoudobý dieselový motor, kde je výfuk nejčastěji ovládán právě pomocí talířkových ventilů. Tyto motory slavili v minulosti úspěchy v letadlech, nákladních automobilech i lokomotivách. Největší uplatnění nachází u motorů lodních, kde průměr válce je větší než 650 mm. U těchto motorů je dosahována bezkonkurenčně vysoká celková účinnost přes 50 %. [16]

Pokud má být podle patentu navržen motor, který nerespektuje celým stoletím prověřené uspořádání, je potřeba analyzovat zda je uvedený patentový návrh sto odstranit příčiny, které vedou k tomu, že ventilový rozvod není u dvoudobého zážehového motoru používán. To bude společně s pozitivy a negativy, které nové uspořádání přináší, souhrnně probráno v následujících podkapitolách. Pro navrhovaný motor byl zvolen pracovní název 2TEV. V dalším textu bude pro přehlednost označován právě touto zkratkou.

### 1.1 NESYMETRIE ROZVODU

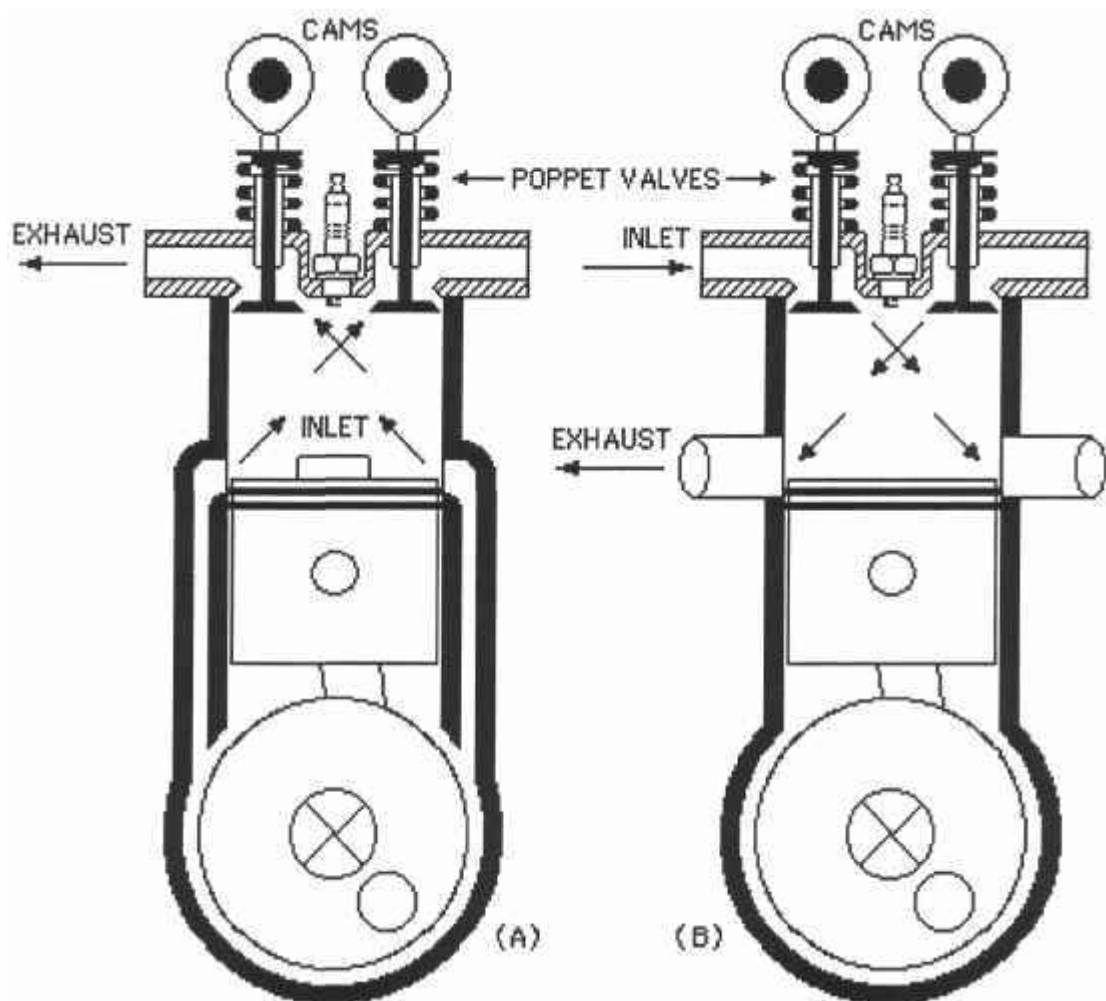
Největší známou výhodou rozvodu pístem je jeho jednoduchost. Stejně dobře známa je však i jeho největší nevýhoda, tedy skutečnost, že všechna rozvodová data jsou symetrická kolem úvrátí pístu. Tuto nevýhodu se v průběhu let podařilo překonat u ovládání rozvodu sání do klikové skříně, kde je používáno rotačních šoupátek nebo jazýčkového ventilu.

Mnohem problematičtější je vyřešení nesymetrie u výplachu či výfuku. Před druhou světovou válkou se tento problém úspěšně řešil používáním podvojných válců [1], ovšem tento systém má své nevýhody a je nevhodný pro použití klikové skříně jako dmychadla, což je u motocyklových motorů vyžadováno. Ještě komplikovanější systém umožňující nesymetrii představují motory s protiběžnými písty, používané u dvoudobých leteckých motorů. Další možnosti, která je často opomíjena, je použití excentrického klikového mechanismu. Takto dosažená nesymetrie je ovšem pouze v řádu několika stupňů a přináší s sebou další komplikace. Pokud pomineme různé pokusy o uplatnění šoupátek v přepouštěcích i výfukových kanálech, tak jedinou možností zůstává použití ventilů. Ventily lze samozřejmě používat na straně výfukové i vyplachovací, jak ukazuje obrázek 1.1. Druhá varianta má tu nevýhodu, že je déle ohříváno dno válce výfukovými plyny. Naopak ventily by v tomto případě byly nepoměrně méně tepelně zatěžovány, což by mohla být klíčová výhoda. Ovšem těžko si lze představit, že by vyplachovací proud vedl kanály z klikové skříně až do hlavy motoru, kde by provedl obrát o 180° a úspěšně vypláchl válec. Skutečnost, že bude používána





kliková skříň jako dmychadlo, toto uspořádání diskvalifikuje pro použití v motocyklových motorech. U motorů s jiným typem dmychadla by se však podle mého názoru mohla dobře uplatnit.



Obr. 1.1 Možnosti použití ventilů při řízení rozvodu [3]

Zbývá tedy první varianta s výfukovými ventily v hlavě válce, pomocí které bude řešena nesymetrie u motoru 2TEV. To samozřejmě řeší problém pouze na výfukové straně. Přepouštění bude probíhat stále symetricky kolem spodní úvratě, bude nám však umožněno oproti sobě fázově posunout období výplachu a výfuku. Tuto nově nabytou svobodu při navrhování rozvodu lze principiálně využít především pro zmírnění množství čerstvé směsi uniklé do výfuku pomocí dřívějšího uzavření ventilu. Pro úplnost je třeba dodat, že tento problém se podařilo částečně eliminovat i u konvenčního rozvodu využitím expanzní komory, i s naladěním pro různé otáčky pomocí systémů připojujících dodatečný objem.

Možnost nastavit rozvod nesymetricky je ale určitě podstatnou výhodou, kterou rozvod výfukovými ventily nabízí. Při návrhu samotného motoru, dle uvedeného patentu, musí být proto návrhu správného časování rozvodu věnována velká péče, aby se nepromarnila jedna z hlavních výhod, kterou stanovená koncepce motoru přináší.

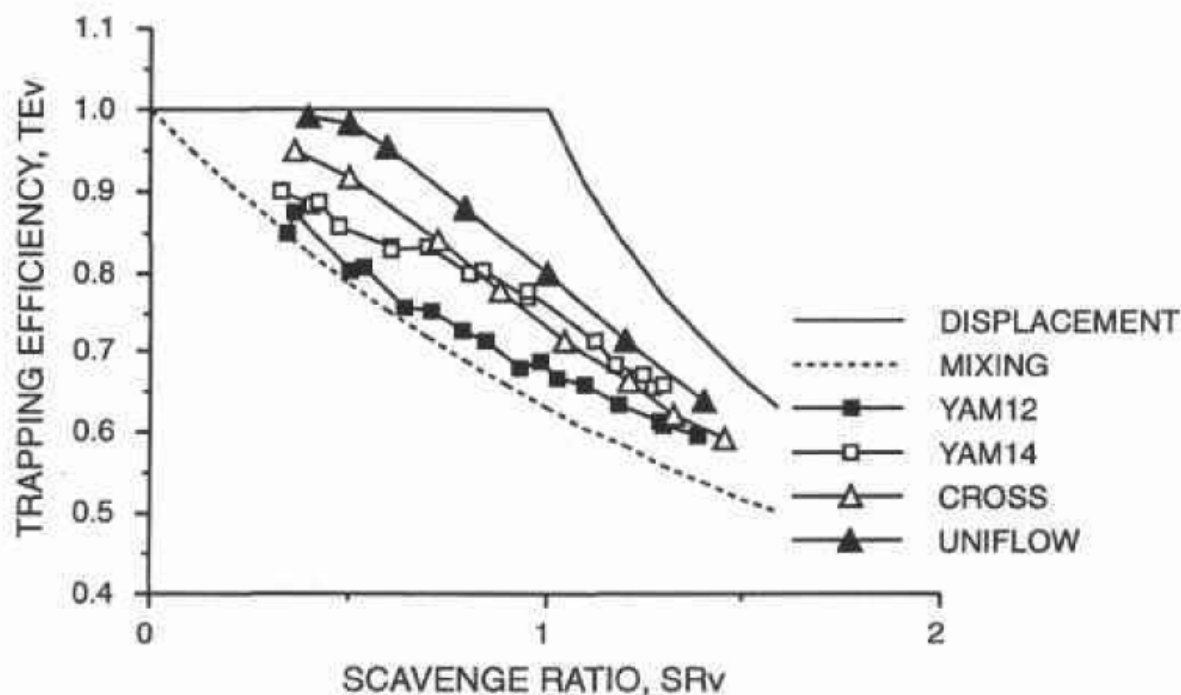
## 1.2 SOUPROUDÉ VYPLACHOVÁNÍ

Souproudé vyplachování lze definovat jako vyplachování, u kterého směs vstupuje na jednom konci válce, a výfukové plyny vystupují na konci opačném. Pravdou trvající více než století je, že se jedná o nejdokonalejší způsob vyplachování. Není to ale zadarmo. Realizace souproudého vyplachování vždy vyžaduje složitější technické řešení než v případě jiných způsobů výplachu. Typickým příkladem jsou výše zmiňované motory s podvojnými válci a protiběžnými písty. Úplným extrémem jsou pak motory s dutým a dokonce i stupňovitým pístem, vznikající v meziválečné době, kdy konstruktéři mohli popustit uzdu fantazii skutečně záviděníhodným způsobem. Poslední možností jsou pak opět motory se šoupátkem nebo ventily.

Nejdůležitější je zhodnotit, jak veliký přínos by souproudé vyplachování mohlo znamenat. Souproudé vyplachování se skvěle hodí pro motory s výrazně větším zdvihem než je vrtání válce. Zde se nejlépe využije axiální směr proudění. Pomocí vyplachování vratného, a už vůbec ne pomocí příčného, není nikdy možné vypláchnout válec tak dokonale v celé jeho délce. To ale platí pouze u těchto výrazně nadčtvercových motorů, kde se zdvih často rovná i dvojnásobku vrtání. Pokud se však tento poměr snižuje směrem ke čtvercovému motoru, výsledky dosahované různými způsoby výplachu se postupně vyrovnávají. Nejvíce markantní je to zejména u vyplachování vratného, které prošlo mnohaletým vývojem a v případě čtvercového motoru kvalit souproudého vyplachování téměř dosahuje.

Srovnání různých typů vyplachování je provedeno v knize prof. Blaira [3]. Obrázek 1.2 ukazuje závislost efektivity zachycení zápalné směsi  $TE_V$  na vyplachovacím poměru  $SR_V$  pro různé typy válcových jednotek. Veličina vyplachovací poměr  $SR_V$  zde v podstatě představuje zatížení motoru, tedy otevření škrtků klapky. Efektivita zachycení  $TE_V$  je dobrým parametrem pro zhodnocení kvalit jednotlivých typů vyplachování. První křivka „DISPLACEMENT“ představuje teoretický model nejlepšího možného vyplachování. Při tomto způsobu by nedošlo k žádnému smísení zplodin s čerstvou směsí a celý válec by byl dokonale vypláchnut. Křivka „MIXING“ představuje pravý opak, tedy situaci kdy by se všechna čerstvá směs smíchala se zplodinami hoření. Potom už následují jednotlivé válce. „YAM 12“ a „YAM14“ jsou válce s vratným vyplachováním, původem z Yamahy DT 250, ovšem s různě provedenými vyplachovacími kanály. „CROSS“ je válec z přívěsného lodního motoru, disponující vyplachováním příčným a objemem 409 cm<sup>3</sup>. Poslední válec „UNIFLOW“ má objem 302 cm<sup>3</sup> a je vyplachován souproudě. Důležitým faktorem je jeho poměr vrtání-zdvih mající hodnotu 0,6.

Obrázek 1.2 potvrzuje, že válec se souproudým vyplachováním je nejlepší v celém spektru zatížení motoru. Zejména při nejnižších hodnotách vyplachovacího poměru se souproudé vyplachování blíží teoretickému ideálu. Za povšimnutí stojí, že vratné vyplachování válce „YAM14“ není druhým nejlepším vyplachováním v celém spektru zatížení motoru. Pro nízká zatížení je příčné vyplachování lepší volbou. Problémy vratného vyplachování při nízkých zatíženích lze připisovat značné nestabilitě vyplachovacích proudů, které nemají při nízké hodnotě  $SR_V$  dostatečnou rychlost a zkracují si cestu přímo do výfukového kanálu. Kvality vratného vyplachování plně vyvstanou až při vysokých hodnotách vyplachovacího poměru, kdy se souproudému vyplachování téměř vyrovná. Graf naznačuje také další nevýhodu vratného vyplachování. Je velice složité ho opravdu dobře navrhnout. U válce „YAM12“, je pozměněno provedení kanálů, což pro tento válec znamená zdaleka nejhorší efektivitu v celém pásmu zatížení motoru.



Obr. 1.2 Srovnání různých typů vyplachování [3]

Předtím, než budou z grafu vyvozeny závěry pro konstrukci, je potřeba upozornit, že válce srovnávané v grafu nemají totožný zdvihový objem. Co je však důležitější, nemají ani totožný poměr zdvihu k vrtání. Nelze tedy například tvrdit, že by si souprouté vyplachování počínalo stejně dobře při vyplachování válce s totožnou velikostí zdvihu vrtání.

V předchozím bylo ukázáno, že souprouté vyplachování vykazuje nejvyšší hodnoty efektivity zachycení čerstvé náplně válce  $TE_v$ , jejíž vysoké hodnoty budou u reálného motoru znamenat vyšší střední efektivní tlak. Největší výhodou souproutého vyplachování je schopnost nejlépe vyplachovat válec při všech zatíženích. Tato vlastnost může znamenat velký přínos pro každý typ motocyklového motoru.

### 1.3 SNÍŽENÍ PŘEPOUŠTĚCÍCH KANÁLŮ

Konvenční motocyklový motor s vratným vyplachováním má vyústění všech kanálů na stěně válce. Ta samozřejmě není nekonečná a je vidět, že u současných vysokovýkonných motocyklových motorů je v tangenciálním směru využito téměř veškerého prostoru pro realizaci výměny náplně válce. Samozřejmě s výjimkou žeber zabraňujícím vniknutí pístního kroužku do válce. Pokud je tedy potřeba „okna“ dále zvětšovat, nezbývá než tak činit v axiálním směru. Bohužel výška oken přímo ovlivňuje časování rozvodu, což je nevýhodné. Navíc, z požadavků na časování rozvodu rychloběžného motocyklového motoru jasně vyplývá nutnost mít co nejnižší vyplachovací kanály kvůli co nejpozdějšímu otevření. Tato snaha je dána potřebou zachovat dostatečnou délku účinného expansního zdvihu a následně také co možná největšího předstihu výfuku  $\delta$ , tak aby tlak ve válci stihl klesnout pod úroveň tlaku v klikové skříni. [1]

Uvažovaná koncepce se souproutým vyplachováním a výfukovými ventily v hlavě přináší možnost výrazného snížení vyplachovacích kanálů a to díky absenci kanálu

výfukového. Jeho místo zaujmou přepouštěcí kanály rovnoměrně rozmístěny po celém obvodu válce.

#### 1.4 MENŠÍ ÚHLOVÉ PRŮŘEZY VENTILOVÉHO ROZVODU

Na píst dvoudobého motoru je potřeba z hlediska rozvodu nahlížet jako na posuvné šoupátko. Rozvod posuvným šoupátkem je znám svou schopností zabezpečit největší průřezovou plochu kanálů, ovšem u čtyřdobých motorů se neuplatnil pro svou komplikovanost, špatnou mechanickou účinnost, problémy s těsněním, i nárůstem setrvačných hmot. U dvoudobého motoru všechny tyto nevýhody logicky odpadají a vzniká tak ideální mix, díky kterému mohou být dvoudobé motory téměř stejně rychloběžné jako čtyřdobé. Kvality rozvodu konvenčního dvoudobého motoru lze zhruba ukázat srovnáním jeho časování s motorem čtyřdobým. Například u dvoudobého motocyklového motoru KTM 250 SX probíhá výfuk při maximálně otevřené výfukové přívěře  $188^\circ$  pootočení klikového hřídele. Naproti tomu u čtyřdobého motoru Honda CRF 250 má časování výfukového ventilu hodnotu  $254^\circ$ . [20] To je výrazně větší hodnota, která dobře ukazuje jak pomalu je ventilový rozvod schopný zbavit válec zplodin oproti rozvodu pístem. Objektivitě tohoto srovnání výrazně snižuje fakt, že u dvoudobých motorů je část výměny prováděna vyplachovacími proudy, jejichž rychlost výrazně překračuje rychlost pístu, který výměnu provádí u motorů čtyřdobých. Ať už je předchozí srovnání relevantní nebo ne, alarmujícím způsobem předznamenává problémy, které čekají každého, kdo se pokusí implementovat ventilový rozvod do rychloběžného dvoudobého motoru.

Celý problém lze dobře popsat pomocí veličiny úhlový průřez kanálu  $U$  [1], která představuje součet elementárních plošek kanálu otevřených za úhel otočení klikového hřídele. Lze říci, že ventilový rozvod potřebuje mnohem větší úhel otevření ve stupních otočení klikové hřídele na dosažení stejného úhlového průřezu kanálu než šoupátkový rozvod. Pokud má však ventilový rozvod pracovat v dvoudobém motoru nebude možné jeho úhel otevření prodlužovat více než v řádu několika stupňů. Úhlový průřez takového rozvodu se tedy nutně značně zmenší, což ovšem nelze akceptovat. Jako by toho nebylo málo, bude zde do návrhu výraznou měrou zasahovat uspořádání vyžadované patentovým návrhem [17], podle něhož bude výměna směsi uskutečňována pouze polovinou z celkového počtu výfukových ventilů. Toto opatření ovšem povede k dalšímu snižování celkové průřezové plochy kanálů, které by mohli být pro vypuzení zplodin hoření k dispozici.

#### 1.5 SLOŽITOST ROZVODU

Rozvod klasického dvoudobého motoru v principu nepotřebuje zástavbu žádného zařízení, které by bylo nutno pohánět silou motoru. Bohužel v motoru 2TEV musí být za účelem pohonu výfukových ventilů použity všechny části ventilového rozvodu známé ze čtyřdobých motorů. Další komplikace lze očekávat díky zmiňované patentové předloze, která jak bylo řečeno, snižuje počet ventilů otevřených v jednom okamžiku na polovinu. Toto uspořádání si téměř jistě vynutí zabudování alespoň 4 výfukových ventilů do hlavy válce, které by navíc měli zaujmout co možná největší plochu z povrchu spalovacího prostoru. Zde bude muset být zváženo případné radiální uspořádání ventilů, které by tuto podmínku splňovalo nejlépe, ovšem za cenu dalšího zvýšení složitosti celého rozvodového mechanismu.



## 1.6 DYNAMICKÉ NAMÁHÁNÍ ROZVODU

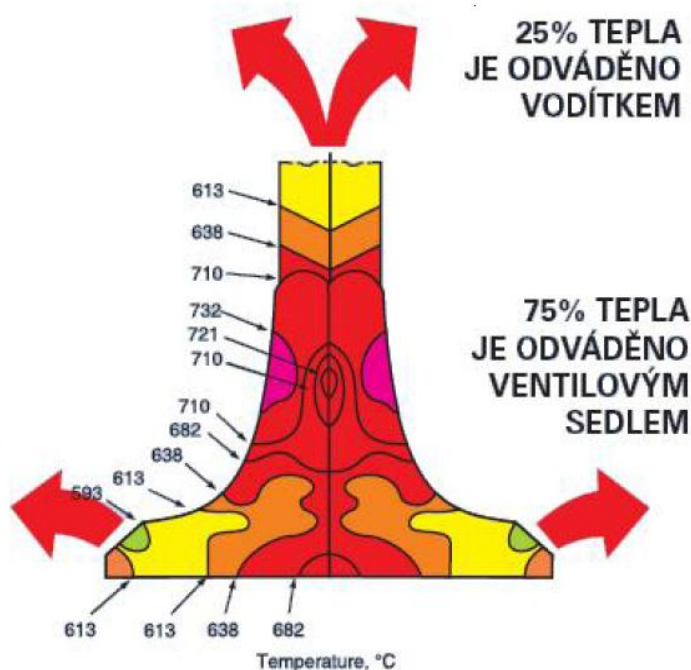
Jak již bylo řečeno, pokud má ventilový rozvod pracovat ve dvoudobém motocyklovém motoru, bude nutné, aby se jeho celkový úhlový průřez výfukového kanálu pokud možno vyrovnal konvenčnímu rozvodu dvoudobého motoru. To samozřejmě vyústí v požadavek na co nejrychlejší otevření a uzavření ventilu. Celý rozvod bude tedy dynamicky velmi namáhán. Tato nectnost by podle Františka Pudila měla být odstraněna právě jeho patentem, díky snížení otáček vačkového hřídele na polovinu. [17] Tato představa se však po krátké úvaze jeví jako mylná. Jednoduše proto, že dynamické namáhání rozvodu plyne z velkých podélných zrychlení, která na ventil působí. Ty jsou dány požadavkem na co nejrychlejší otevření a zavření ventilu. Tento požadavek se nemění, ať už se vačková hřídel otáčí jakoukoliv rychlostí. Rychlosti otáčení vačkové hřídele je pak pouze nutno přizpůsobit strmost vačky, tak aby kinematické veličiny ventilu zůstali neměnné. Konstantní tedy zůstane i dynamické zatěžování celého rozvodu. Snad vyjma nevyvážených odstředivých sil vačkových hřídelů, které ovšem nezpůsobují problémy.

Problém naopak může vyplynout díky vynucenému zvětšení strmosti vačky, čemuž bude věnována pozornost v kapitole Rozvod.

Dynamické zatěžování uvažovaného rozvodu bude enormní. Situaci nijak neřeší ani patentová předloha, naopak může přinést další komplikace při řešení ventilového rozvodu.

## 1.7 TEPELNÉ NAMÁHÁNÍ VENTILŮ

Výfukový ventil je u čtyřdobých spalovacích motorů jedna z nejvíce tepelně zatížených součástí. Teploty na ventilu mohou u benzínových spalovacích motorů dosahovat údajně až 900 °C. [13] Při těchto teplotách hrozí opalování ventilu, ale také velké riziko detonačního hoření. Při použití u dvoudobého motoru, kde probíhá hoření a výfuk dvakrát častěji než u čtyřdobého, dosáhne tepelné zatížení ventilu nepřipustných hodnot. To je hlavním důvodem, proč nejsou ventilové rozvody u dvoudobých rychloběžných motorů používány.



Obr. 1.3 Odvod tepla z ventilu [18]



Je tedy potřeba hledat možnosti jak z ventilu co nejvíce tepla odvést. Cesty, kterými primárně odvod tepla probíhá, ukazuje obrázek 1.3. Jak je zde naznačeno, nejvíce tepla je odváděno do ventilového sedla, výrazně menší část pak do vodítka ventilu. Z hlediska tepelného namáhání ventilu by tedy bylo nejlepší, aby byl talířek ventilu co nejdelší možnou dobu v kontaktu se sedlem ventilu, kdy probíhá intenzivní odvod tepla. Pokud je ventil otevřen tak tento odvod tepla neprobíhá a naopak je talířek ventilu ohříván vystupujícími plyny. Z tohoto hlediska je na tom lépe ventilový rozvod v motoru čtyřdobém, což lze znovu dobře ukázat srovnáním motorů uvedených v kapitole 1.4. Zatímco motor Honda CRF má časování  $254^{\circ}/720^{\circ}$ , motor KTM SX má časování  $188^{\circ}/360^{\circ}$ , což po rozšíření dvěma dává  $376^{\circ}/720^{\circ}$ . Motor Honda má tedy během dvou otáček klikového hřídele o  $122^{\circ}$  delší kontakt talířku ventilu se sedlem, než motor, který by měl výfukové ventily a zachováno časování výfuku konvenčního dvoudobého motoru. Delší kontakt se pozitivně projeví na jeho ochlazování. Ventil je samozřejmě zatěžován nejen odtékajícími plyny, ale především při samotném hoření. Teplotní bilance zde bude vycházet ještě hůře v neprospěch dvoudobých motorů vzhledem k dvojnásobnému počtu pracovních zdvihů.

Prodloužení doby, po kterou je ventil v kontaktu se sedlem ventilu, bylo základní motivací pro vznik patentového návrhu Františka Pudila. [17] Problém se zde řeší tím, že vždy jedna polovina z celkového počtu ventilů zůstává při výměně směsi zavřená. Pokud se přidržíme hodnot z předchozího srovnání, tak to bude znamenat pouze  $188^{\circ}$  doby otevření výfukového ventilů vzhledem k  $720^{\circ}$  pootočení klikové hřídele. Toto srovnání má sice pouze ilustrativní charakter, ovšem dobře ukazuje, jak díky patentovému návrhu bude možné snížit teplotu ventilu pravděpodobně až na únosnou mez. Pro další snížení teploty výfukových ventilů bude vhodné zvážit použití chlazení sodíkem, které dokáže snížit teplotu talířku ventilu o 100 až  $200^{\circ}\text{C}$ . [13]

## 1.8 VYŠŠÍ STAVEBNÍ VÝŠKA A HMOTNOST MOTORU

Dnešní motocyklové dvoudobé motory používají bez výjimky vratné vyplachování, které má tu výhodu, že veškeré rozvodové orgány jsou umístěny po stranách válce. Pokud bude použito ventilového rozvodu v hlavě válce, výrazně se tím zvýší stavební výška motoru. To má především vliv na zvětšení požadovaného prostoru v rámu motocyklu, ale také se dále zvětšuje vzdálenost těžiště motocyklu od setrvačníků klikové hřídele. Tedy věc, která se negativně projeví na ovladatelnosti motocyklu. Zástavba ventilového rozvodu způsobí samozřejmě i nezanedbatelný nárůst hmotnosti.

## 1.9 SHRUTÍ

Vyhlídky pro konstrukci motoru nejsou nejlepší. Zadaná koncepce má sice některé nesporné výhody. Její praktická realizace ovšem bude narážet na četná omezení. Situaci nijak nezlepší ani patentový návrh Františka Pudila. [17] Ventily sice budou méně tepelně namáhány, ovšem pouze za cenu zmenšení celkového průtočného průřezu, který bude pro výměnu směsi k dispozici.

Zadaná koncepce má jistá specifika z hlediska metodologického přístupu k návrhu motoru. Především nejsou k dispozici žádné poznatky kohokoliv, kdo by se touto koncepcí motoru zabýval. Jedinou výjimkou je motor, který postavil jistý Peter Winkler v sousedním Rakousku. Jeho motor by podle všeho měl mít koncepci totožnou s návrhem Františka Pudila. Ovšem jedinou zmínku o motoru Petera Winklera představuje strohý článek v německém časopise Motorrad, kde jsou popsány dva exempláře takového motoru. [10] Jeden o obsahu



50 cm<sup>3</sup>, druhý pak 300 cm<sup>3</sup>. Kupodivu nechybí údaje o maximálním výkonu těchto motorů, kdy slabší varianta dává 0,97 a silnější 6,7 kW. Údaj o maximálním výkonu samozřejmě nemá žádnou vypovídací hodnotu o možnostech takového motoru. Z článku vyplývá, že oba motory jsou spíše dílenskou záležitostí a navržení jakéhokoliv dvoudobého motoru na výkony dnes obvyklé vyžaduje přeci jen lepší zázemí. Při tak nízkých výkonech se samozřejmě ventilový rozvod na limit nedostane a motor funguje. To je v podstatě také jedinou věcí, kterou si lze z článku odnést, že takový motor existuje a funguje.

Pudilův patent ovšem na tento typ motoru klade mnohem vyšší nároky. Předpokládá dokonce využití ve sportovních motocyklech. Proto také můj návrh bude směřovat k tomuto užití. Dvoudobé motory jsou stále využívány v kategoriích motokrosových a enduro motocyklů. Bude proto dobré navrhnout tento motor právě pro tuto kategorii. Motory zde nedosahují tak vysokých otáček jako motory motocyklů silničních a je vyžadována i dobrá pružnost motoru se zátahem od nízkých otáček. V takových podmínkách by se mohlo zejména souprouté vyplachování dobře uplatnit, jak vyplývá z kapitoly 1.2.

Odlišnost koncepce zřejmě vyústí také v to, že v některých oblastech návrhu se nebude možné plně spolehnout na osvědčené výpočtové vztahy používané při návrhu motorů. Bude potřeba hledat průnik mezi zkušenostmi a informacemi plynoucími z oborů motocyklových dvoudobých motorů, naftových ventilových dvoudobých motorů a návrhu rozvodu nejvýkonnějších závodních čtyřdobých motorů.

## 2 URČENÍ ZÁKLADNÍCH GEOMETRICKÝCH ROZMĚRŮ

Při volbě hlavních rozměrů pístového spalovacího motoru se vychází z hodnot obvyklých u motorů pro dané užití. V minulé kapitole bylo rozhodnuto, že motor bude konstruován pro použití v off-road motocyklech. Pro ty je typické rozčlenění do tříd podle objemu válce. Navrhovaný motor má mít podle zadání objem válcové jednotky  $250 \text{ cm}^3$ , což je objem, kterým disponuje celá řada dvoudobých terénních motocyklů.

### 2.1 VRTÁNÍ A ZDVIH

Zajímavou skutečností je, že téměř všichni výrobci (KTM, Honda, Yamaha, Suzuki, Kawasaki, Tm) používají v současné době pro tento objem motoru stejné vrtání  $66,4 \text{ mm}$  i zdvih  $72 \text{ mm}$ .

Z počátku se zdálo, že by i pro motor 2TEV bylo vhodné použít právě tuto konfiguraci a to i přes odlišný princip výměny směsi.

Proto, aby souprouté vyplachování dobře fungovalo a mohlo být využito všech jeho výhod, je nutné, aby byl poměr vrtání/zdvih co nejmenší. Z tohoto pohledu by bylo výhodné zdvih ještě více zvětšit. Od těchto úvah bylo ale záhy upuštěno, zejména kvůli hodnotě střední pístové rychlosti. Ta je přímo úměrná zdvihu a otáčkám motoru. Bylo rozhodnuto, že hodnota jmenovitých otáček motoru  $n$  bude  $8150 \text{ min}^{-1}$ . Při zdvihu  $72 \text{ mm}$  bude střední pístová rychlost  $v_p$   $19,6 \text{ m.s}^{-1}$ . To je hodnota, kterou není u dvoudobého motoru vhodné překračovat, především kvůli ztíženým mazacím podmínkám. Zdálo se tedy, že poměr vrtání/zdvih  $66,4/72$ , bude vhodným kompromisem i pro motor 2TEV se souproutým vyplachováním. Nakonec ale převážil jiný vliv. Velikost vrtání totiž přímo určuje velikost průtočné plochy v sedlech ventilů. Ukázalo se, že právě velikost průtočné plochy ventilů je pro tento motor klíčová. Proto bylo nakonec zvoleno vrtání  $70 \text{ mm}$  a zdvih  $64,9 \text{ mm}$ . O těchto důvodech bude více pojednáno v kapitolách Rozvod a Konstrukce hlavy motoru.

### 2.2 DÉLKA OJNICE

Mezi základní parametry, které je potřeba zvolit, patří také délka ojnice. Krátká ojnice má několik výhod. Snižuje stavební výšku motoru, má nízkou hmotnost a v neposlední řadě také snižuje škodlivý prostor klikové skříně. Omezujícím faktorem je zde tlak na stěnu válce, a z toho plynoucí zvýšení třecích ztrát. Dále pak riziko nedostatečného mazání a následné zadírávání. Určujícím faktorem není samotná délka, ale ojnicní poměr  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (1)$$

Mackerle v [2] uvádí, že v praxi lze ojnici zkrátit až na  $\lambda=0,31$ . Přičemž k vidění jsou i motory s ještě vyšším ojnicním poměrem. Nejčastěji ovšem nebývá pro délku ojnice omezujícím faktorem ojnicní poměr a z něho plynoucí velikost boční síly, ale prostorové nároky pístu a klikové hřídele. Tento problém je omezujícím faktorem především u krátkozdvihových motorů a také u všech konvenčních dvoudobých motorů, kde se délka pláště pístu musí rovnat alespoň velikosti zdvihu (v opačném případě by se výfukový kanál otevřel pod píst). Stěna motoru 2TEV je však výfukového kanálu prostá. Otevírá se tedy možnost pro zkrácení pláště pístu i ojnice pod hodnoty pro dvoudobé motory obvyklé. Bohužel až při samotném konstrukčním návrhu bylo zjištěno, že zkrácení ojnice není možné. Na rozdíl od konvenčních dvoudobých motorů, totiž budou přepouštěcí kanály umístěny po





celém obvodu válce. Přičemž plášť pístu nesmí bránit proudění směsi. Plášť by tedy musel být výrazně zkrácen i v předozadním směru, což nelze akceptovat. Vhodná délka ojnice tedy vyplynula až z CAD návrhu. Délka ojnice  $l$  je tedy 123 mm a ojniční poměr  $\lambda=0,26$ .

## 2.3 KOMPRESNÍ POMĚR

U dvoudobých motorů rozlišujeme kompresní poměr geometrický a skutečný.

$$\varepsilon_g = \frac{V_Z + V_K}{V_K} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_{TS} + V_K}{V_K} \quad (3)$$

Dlužno podotknout, že pojem skutečný kompresní poměr je poněkud zavádějící a nepřesný. Mnohem výstižnější je anglický výraz *trapped compression ratio*. Každopádně tento skutečný kompresní poměr zohledňuje skutečnost, že u dvoudobého motoru začíná komprese až po uzavření výfukového kanálu. Důležité je zde především to, že u konvenčního dvoudobého motoru lze hodnotu skutečného kompresního poměru odečítat přímo na válci, stejně tak jako je to u kompresního poměru geometrického.

U motoru 2TEV však toto možné není. Okamžik uzavření výfukových ventilů bude možné nastavovat v poměrně velkém rozsahu, s čímž by se měnil i skutečný kompresní poměr.

Bylo tedy rozhodnuto, že bude stanovena pouze hodnota geometrického kompresního poměru na úroveň hodnot, která je pro konvenční krosové motory obvyklá a to 13,2:1

## 2.4 VÝKON MOTORU

Pokud se jedná o výkonové parametry motoru, lze stěží něco předjímat. Cílem této práce i cílem původního patentu je přiblížit se konvenčním dvoudobým motorům stejné kategorie. Tyto dosahují jmenovitých výkonů přes 40 kW. O možnostech dosažení těchto výkonových parametrů bude blíže pojednáno v kapitole Rozvod. Reálně očekávatelnou hodnotu výkonu však nebude možno zjistit. Byly činěny pokusy provést výpočet výkonu tohoto motoru v programu Lotus Engine Simulation. Vytvořit model, který by dal smysluplné výsledky, by však pro tento typ motoru bylo natolik komplikované, že by to vydalo na samostatnou diplomovou práci.



### 3 ROZVOD

Správné navržení časování rozvodu se rozhodujícím způsobem podílí na výkonových parametrech každého motoru. U takto nekonvenčního motoru, kde je rozvod proveden zcela nestandardním způsobem, se však jedná o naprosto klíčové téma, které rozhodne, zda motor této koncepce může úspěšně fungovat. Teoretické předpoklady byly nastíněny v první kapitole. Nyní bude proveden výpočet a volba výsledných parametrů rozvodu.

#### 3.1 VÝCHOZÍ PARAMETRY

Při návrhu rozvodu je potřeba vycházet z požadavků na výkonové parametry motoru. Ty by se měly vyrovnat současným dvoudobým motokrosovým motorům. Lze předpokládat, že pro to, aby bylo dosaženo stejného výkonu motoru, jako mají současné stroje, bude potřeba také zajistit ekvivalentní hmotnostní tok plynů rozvodovými orgány motoru. To znamená, že průtočné průřezy rozvodového traktu by měly být dimenzovány přibližně stejně.

Pro účely změření potřebných parametrů byl zakoupen poškozený motor motocyklu KTM 250 EXC, rok výroby 1999. Na tomto motoru pak byla změřena všechna data, která souvisí s rozvodem motoru. Jejich souhrn je zaznamenán v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 Parametry motoru KTM 250 EXC 1999

PARAMETR	ZNAČKA	HODNOTA
vrtání	D	67,5 mm
zdvih	S	69,5 mm
délka ojnice	l	132 mm
ojniční poměr	$\lambda$	0,26
maximální úhel otevření výfuku	$\varphi_{vmax}$	188°
minimální úhel otevření výfuku	$\varphi_{vmin}$	144°
úhel otevření přepouštění	$\varphi_p$	122°
předstih výfuku	$\delta$	33÷11°
výška výfukových kanálů	v	32,5 mm
šířka výfukových kanálů	$b_v$	47 mm
maximální průřezová plocha výfukových kanálů	$f_{vmax}$	1528 mm <sup>2</sup>
výška přepouštěcích kanálů	p	14,5 mm
šířka přepouštěcích kanálů	$b_p$	123 mm
maximální průřezová plocha přepouštěcích kanálů	$f_{pmax}$	1783,5 mm <sup>2</sup>
úhlový průřez přepouštěcích kanálů	$U_p$	145200 °. mm <sup>2</sup>
jmenovité otáčky	n	8150 min <sup>-1</sup>



### 3.2 PŘEPOUŠTĚNÍ

Pro správné dimenzování přepouštěcích kanálů dvoudobého motoru bude vhodné použít veličinu úhlový průřez přepouštěcího kanálu  $U_p$ , která vyjadřuje součet elementárních plošek kanálu, otevřených během úhlu přepouštění. Tato veličina byla vypočtena z rozvodových dat motoru KTM pomocí následujícího vztahu a zaznamenána do tabulky 3.1.

$$U_p = \frac{180 \cdot S \cdot b_p}{\pi} \cdot \left[ \left( 2 \cdot \frac{p}{S} - 1 + \frac{\lambda}{4} \right) \cdot \varphi_p + \sin \varphi_p - \frac{\lambda}{8} \cdot \sin 2\varphi_p \right] \quad (4)$$

V dalším tedy budou navrženy přepouštěcí kanály motoru 2TEV tak, aby jejich úhlový průřez byl shodný s motorem KTM.

V kapitole 1.3 bylo předpovězeno, že díky rozmístění kanálů po celém obvodu válce dojde k jejich snížení, což bude mít příznivý vliv na časování rozvodu. Uspořádání přepouštěcích kanálů ve válci motoru KTM ukazují obrázek 3.1.



*Obr. 3.1 Přepouštěcí kanály motoru KTM*

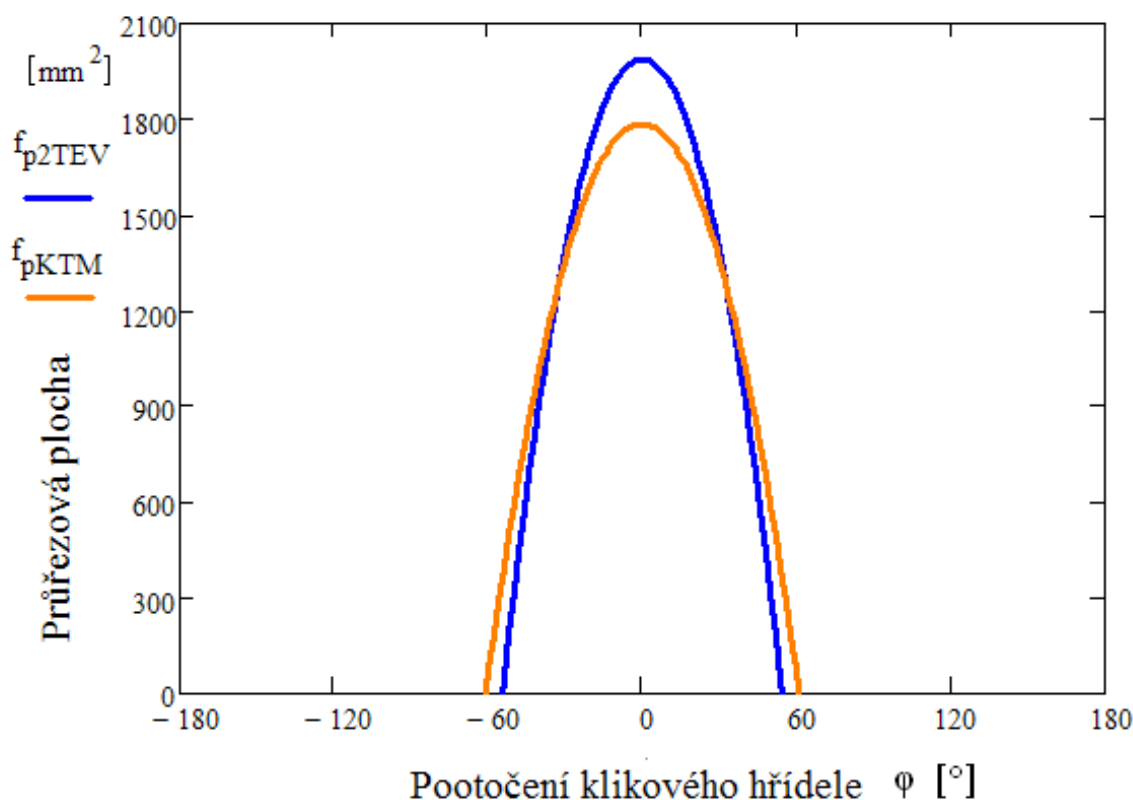


Pro motor 2TEV bylo zvoleno uspořádání se šesti přepouštěcími kanály. Přičemž šířka každého okna bude 30,6 mm (délka tětiny na stěně válce). Žebra mezi jednotlivými okny pak budou mít šířku 5 mm. Tyto rozměry byly zvoleny z prostorových podmínek, které jsou určeny vrtáním válce, přičemž byl respektován požadavek na rozmístění žeber v takové vzdálenosti, aby nehrozilo vnikání pístních kroužků do oken kanálů. Pomocí takto stanovené šířky kanálů byla podle vztahu (4) spočtena výška přepouštěcího kanálu, a s ní související hodnota úhlu otevření tak, aby hodnoty  $U_p$  byly pro oba motory přibližně stejné. Výsledky jsou shrnuty do následující tabulky.

Tabulka 3.2 parametry motoru 2TEV

PARAMETR	ZNAČKA	HODNOTA
vrtání	D	70 mm
zdvih	S	64,9 mm
délka ojnice	l	123 mm
ojniční poměr	$\lambda$	0,26
úhel otevření přepouštění	$\phi_p$	109°
výška přepouštěcích kanálů	p	10,8 mm
šířka přepouštěcích kanálů	$b_p$	183,5 mm
maximální průřezová plocha přepouštěcích kanálů	$f_{pmax}$	1981,6 mm <sup>2</sup>
úhlový průřez přepouštěcích kanálů	$U_p$	144000 °. mm <sup>2</sup>
jmenovité otáčky	n	8150 min <sup>-1</sup>

Výška přepouštěcích kanálů vyšla 10,8 mm a úhel otevření 109°. To je zmenšení o 3.7 mm, resp. 13°, při zachování stejného úhlového průřezu. Je samozřejmě jasné, že stejný úhlový průřez nemusí nutně znamenat stejný hmotnostní tok plynů, zejména přihlédneme-li k tomu, jak složité je proudění dvoudobým motorem. Lze ale říci, že na straně přepouštění jsou splněny všechny požadavky proto, aby motor dosahoval požadovaného výkonu. Celkové srovnání ukazuje graf 3.1.



Graf 3.1 Srovnání průřezu přepouštěcích kanálů motorů 2TEV a KTM

### 3.3 VÝFUK

Mnohem složitější situace nastává na straně výfuku. Zde je potřeba zajistit opět pokud možno stejné úhlové průřezy výfukových kanálů motoru KTM a ventilů 2TEV. Zároveň je potřeba navrhnout vhodné časování tak, aby bylo co nejlépe využito možností nesymetrického rozvodu.

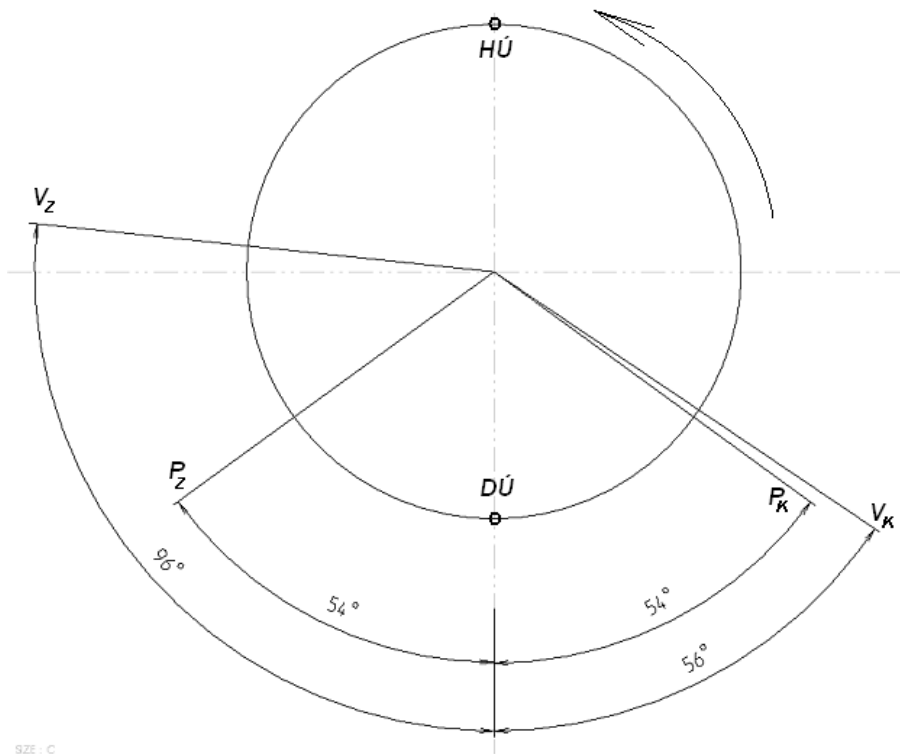
#### 3.3.1 ZÁKLADNÍ ÚVAHA O VOLBĚ ČASOVÁNÍ

Motor 2TEV by měl mít z hlediska časování rozvodu několik výhod oproti konvenčnímu dvoudobému motoru.

První výhoda plyne z provedeného výpočtu přepouštěcích kanálů. Z grafu 3.1 je patrné, že přepouštění motoru 2TEV bude zvládnuto během kratšího časového úseku, což znamená zvětšení předstihu výfuku. Dosáhnout co možná největší hodnoty předstihu výfuku je vždy výhodné zejména proto, aby tlak ve válci stihnul klesnout pod tlak v klikové skříni ještě dříve, než začne přepouštění směsí.

Hodnota předstihu výfuku je však u dvoudobých motorů omezena především tím, že každý stupeň úhlu předstihu navíc znamená, že o stejný úhel bude také prodlouženo otevření výfukového kanálu po ukončení přepouštění. Což je naprosto nežádoucí. Pro ventilový rozvod motoru 2TEV však toto omezení neplatí. To znamená, že s odvodem výfukových plynů lze začít mnohem dříve.

Otázkou tedy zůstává, jak brzy před dolní úvratí je výfukové ventily vhodné otevírat. Brzké otevírání výfukových ventilů způsobuje snížení tepelné účinnosti, a pokud tento úhel otevření nekoresponduje s vhodnými otáčkami, tak také pokles výkonu motoru. Ze studia časování rozvodu různých motorů bylo předběžně navrženo následující časování rozvodu:



Obr. 3.2 Návrhový úhlový diagram 2TEV

Toto časování je pouze návrhové. V dalším bude časování upraveno, dle výsledků výpočtu a konstrukce ventilového rozvodu.

### 3.3.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VENTILOVÉHO ROZVODU

Pro motor 2TEV bylo zvoleno uspořádání se čtyřmi výfukovými ventily, umístěnými ve střechovitém spalovacím prostoru, přičemž ventily jsou odkloněny o  $11^\circ$  od osy válce. Bylo zvoleno uspořádání DOHC s hrníčkovými zdvihátky. Varianta s vloženými pákami byla také zvažována. Ovšem bylo od ní upuštěno, mimo jiné pro větší složitost návrhu.

Od počátku bylo jasné, že nebude snadné navrhnout ventilový rozvod tak, aby se dokázal vyrovnat rozvodu pístem. Určujícím parametrem je v tomto smyslu velikost průtočné plochy v sedle ventilu. Ta závisí především na vrtání válce. Prvotní návrhy uspořádání ventilového rozvodu počítaly s vrtáním válce 66,4 mm. V průběhu konstrukčních prací ale bylo rozhodnuto zvětšit vrtání až na 70 mm, což bylo z velké části motivováno právě snahou zvětšit průřezy v sedlech ventilů. Konečné základní rozměry sedla a ventilu jsou shrnuty v následující tabulce.



Tabulka 3.3 Rozměry ventilu a sedla

Průměr v sedle ventilu $d$	24,1 mm
Průměr v přechodu kanál-sedlo	22 mm
Průměr talířku ventilu	25,8 mm
Průměr dříku ventilu	4,8 mm
Celková délka ventilu	72,5 mm

Z geometrických rozměrů sedla lze nyní vypočítat hodnotu maximálního průřezu. Ta je v nejlepším případě dána obsahem mezikruží mezi stopkou ventilu a nejužším místem v přechodu kanál-sedlo. Plocha tohoto mezikruží činí  $362 \text{ mm}^2$ . Současně však budou otevírány ventily dva. Takže teoretický průřez bude  $724 \text{ mm}^2$ . Proto, aby mohl motor splňovat stanovené parametry je potřeba, aby tato hodnota alespoň zhruba odpovídala hodnotě maximálního průřezu výfukového kanálu motoru KTM. Pohled do tabulky 3.1 nevěstí nic dobrého. Maximální průřezová plocha kanálu činí  $1528 \text{ mm}^2$ . Jak je vidět, průřez dvou otevřených výfukových ventilů nedosahuje této hodnoty ani z poloviny.

Jedná se pouze o maximální hodnoty. Je však potřeba si uvědomit, že reálný průtok sedlem ventilu bude dále seškrcován talířkem ventilu a plnost zdvihové křivky ventilu bude výrazně omezena možnostmi vačkového mechanismu. S tím souvisí i maximální hodnota zdvihu ventilu  $h_{\max}$ . Ta byla zvolena podle literatury [22], kde je pro její určení uveden následující vztah.

$$h = 0,288 \cdot d \quad (5)$$

Z konstrukce soudobých motocyklových motorů plyne, že je účelné zvětšit maximální zdvih výfukového ventilu nad hodnoty, které se získají ze vztahu (5). Pro motor 2TEV, však použití většího zdvihu ventilu nebude možné, jak vyplývá z kinematických závislostí vačkového mechanismu. Maximální zdvih  $h_{\max}$  tedy bude mít velikost 7 mm.

### 3.3.3 VOLBA VÝSLEDNÉHO ROZVODOVÉHO DIAGRAMU

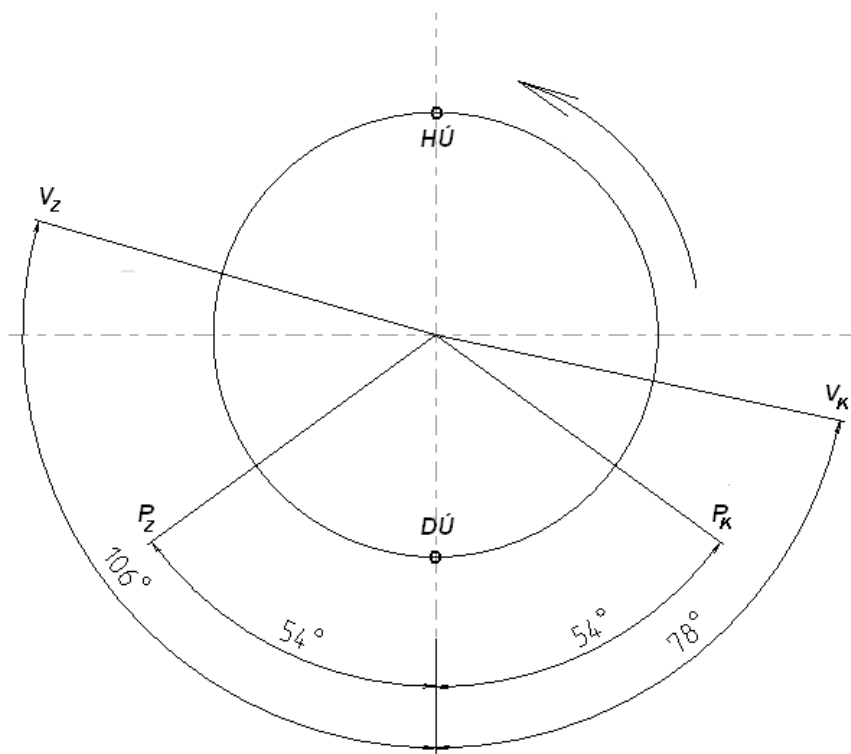
S ohledem na parametry uvedené v předchozí kapitole bude potřeba výrazně pozměnit časování ventilového rozvodu.

Úhlový diagram na obrázku 3.3 ukazuje konečnou podobu časování ventilového rozvodu. Na první pohled je patrné, že oproti návrhovému diagramu (obr. 3.2) došlo k výraznému zvětšení celkového úhlu otevření výfukových ventilů, a to až na hodnotu  $184^\circ$ .

Pro dosažení této hodnoty byl zvětšen úhel otevření před DÚ až na  $106^\circ$ . Otevírat výfukový ventil tak brzy po HÚ není příliš obvyklé. S podobným časováním výfuku se lze setkat skutečně jen u těch nejextrémnějších závodních motorů. Pro motor 2TEV je takové řešení bohužel nezbytné.

Zvětšen byl také úhel otevření po DÚ tak, že výfukový ventil se zavře až  $24^\circ$  po ukončení přepouštění. To v důsledku znamená, že ani u motoru 2TEV nebude zcela potlačena největší nevýhoda dvoudobého motoru – únik směsi do výfuku po konci přepouštění. Motor tedy bude muset být vybaven výfukovým rezonátorem. Důvody, proč je nutné nechat výfukový ventil otevřen i po uzavření přepouštěcích kanálů, budou vysvětleny závěrem kapitoly Rozvod.





Obr. 3.3 Finální úhlový diagram rozvodu

### 3.3.4 KINEMATIKA ROZVODOVÉHO MECHANISMU

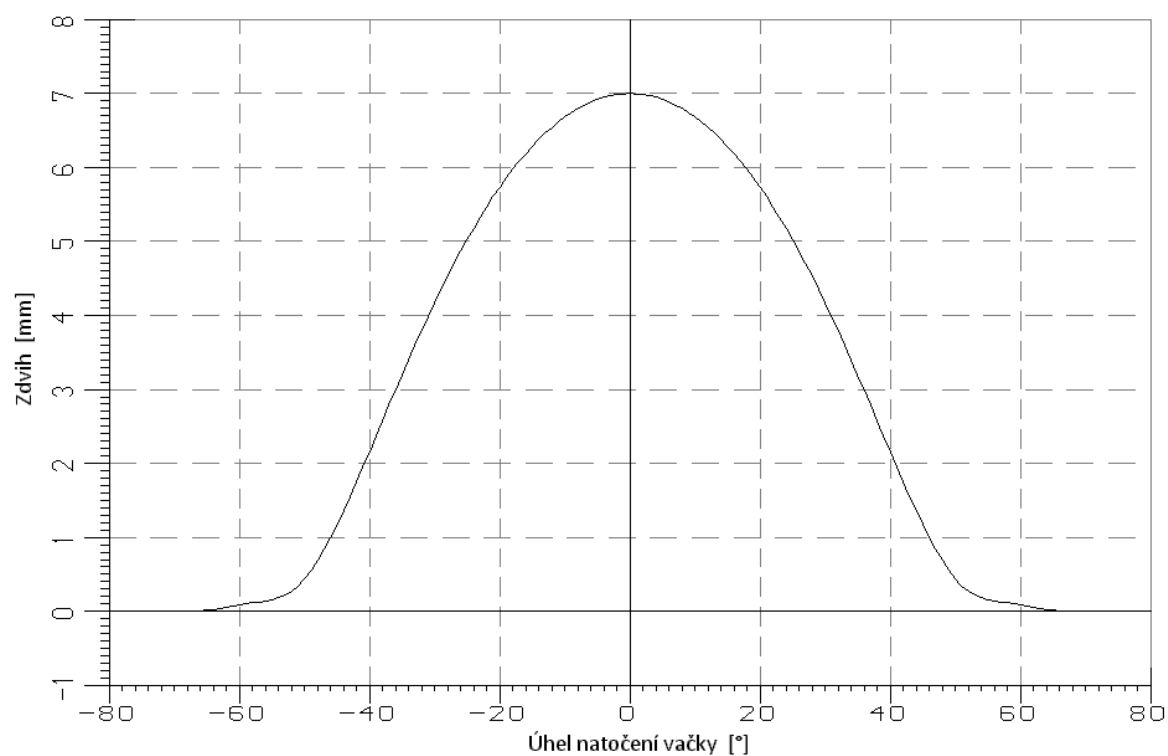
Pro návrh a analýzu rozvodového mechanismu byl použit program Lotus Concept Valve Train, validace výsledků pak byla prováděna “na papír” jednoduchými grafickými metodami uvedenými v [2]. Tvorba zdvihové křivky byla nejprve prováděna podle návrhového časování rozvodu (obr. 3.2). Při návrhu tvaru vačky zde však vyvstal problém, který spočíval v tom, že při tak malém úhlu otevření ventilu (původně  $152^\circ$  pootočení klikové hřídele) se není možné dostat na požadovanou hodnotu maximálního zdvihu. Respektive možné to je, ale základní kružnice vačky potom vychází neúměrně velká. V prvotních návrzích vycházel její průměr až 60 mm, což rozhodně nebylo možné akceptovat. Bylo snahou tento problém řešit použitím vahadel, nebo vložených pák, kde by díky přepákování mohla klesnout hodnota potřebného zdvihu na vačce, a tím i průměr základní kružnice vačky. Tento problém byl však nakonec vyřešen odlišným způsobem.

V podstatě se vyřešil sám. Jak vyplynulo z předešlých dvou kapitol, úhel otevření ventilů musel nakonec být dimenzován mnohem velkoryseji. Při úhlu otevření  $184^\circ$  již bylo možné navrhnout tvar vačky tak, aby byl dosažen maximální zdvih 7 mm, při přijatelném průměru základní kružnice vačky 32 mm.

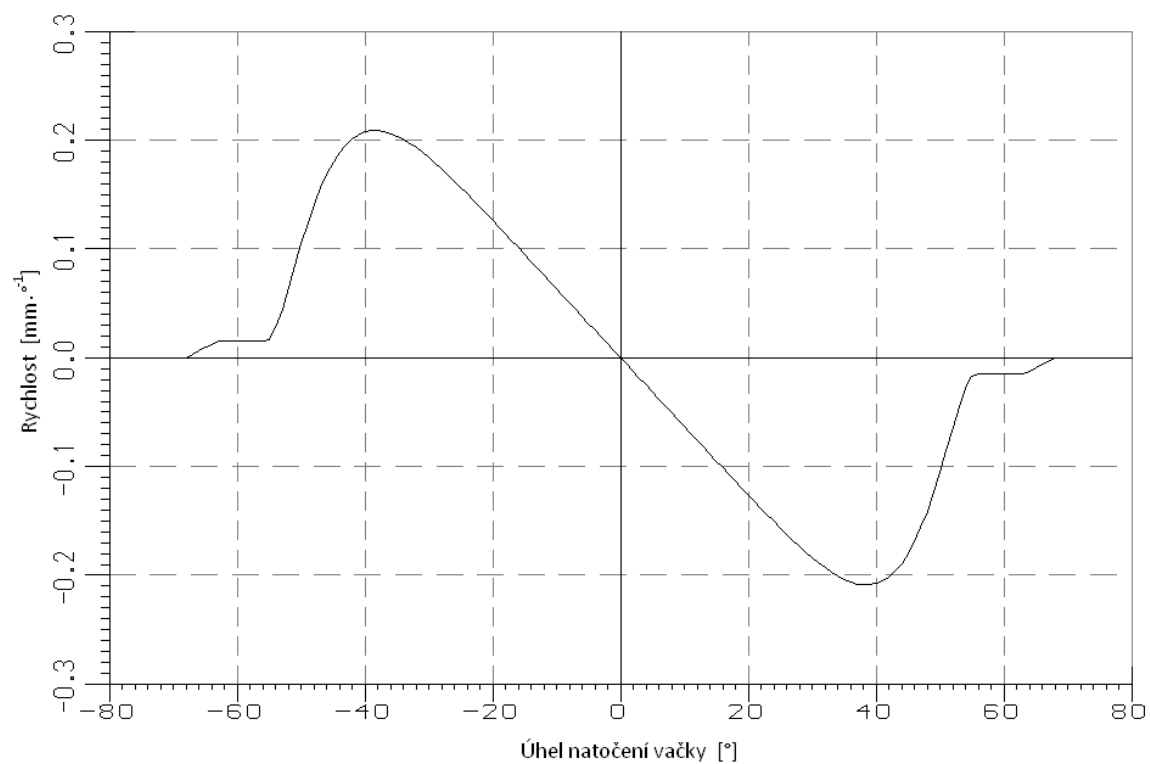
Přirozeně bylo snahou navrhnout zdvihovou křivku tak, aby měla co největší plnost. Plnost zdvihové křivky je omezena především velikostmi zrychlení a z něj vyplývajícím silovým zatížením. S výhodou zde byla použita funkce programu LCVT, která signalizuje překročení doporučených maximálních hodnot derivací zdvihu a dalších parametrů, které definují tvar vačky.

Postupně bylo vytvořeno několik variant zdvihové křivky. Výsledná varianta a její derivace jsou zobrazeny na následujících čtyřech grafech.

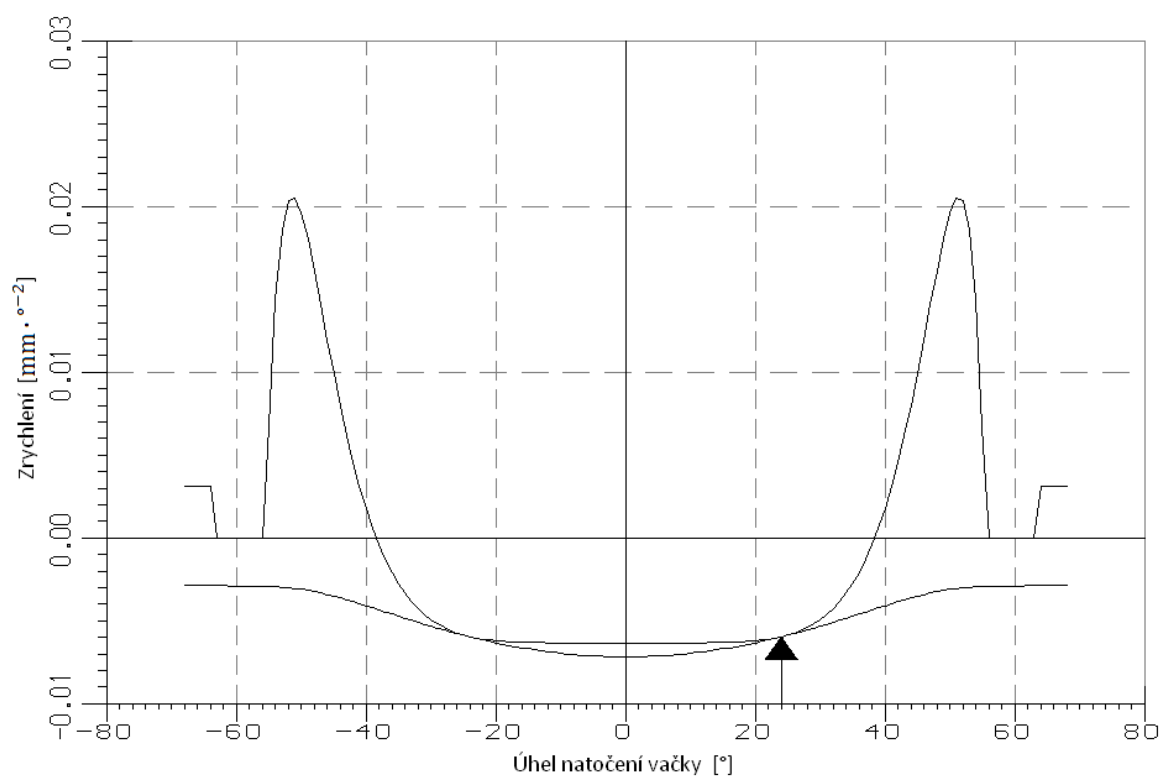




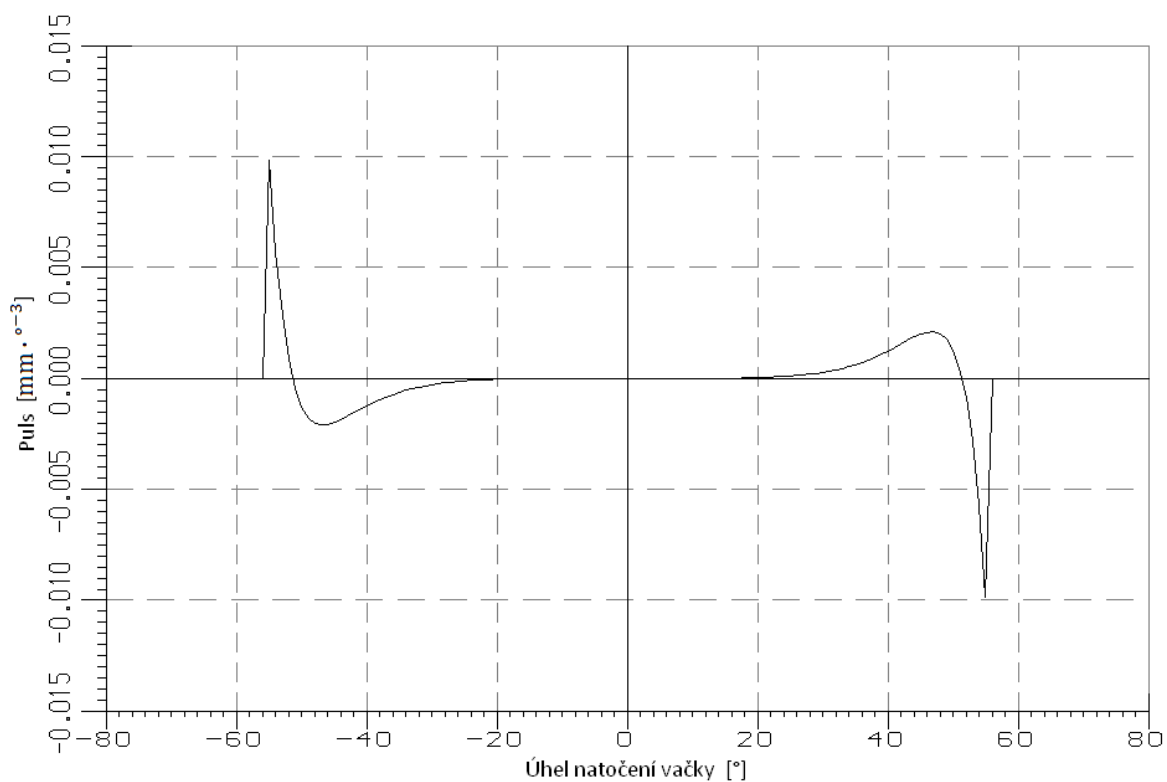
*Graf 3.2 Průběh zdvihu ventilu*



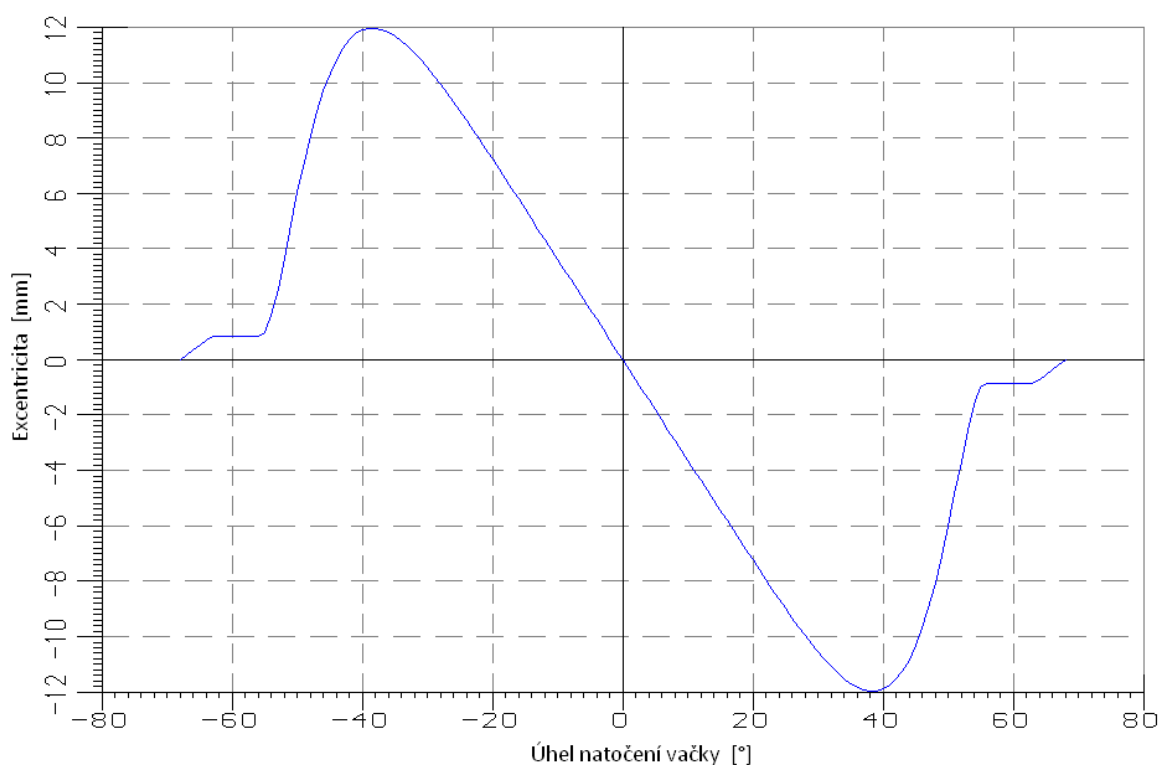
*Graf 3.3 Průběh rychlosti ventilu*



Graf 3.4 Průběh zrychlení ventilu



Graf 3.5 Průběh pulsu ventilu



Graf 3.6 Vyosení dotykové úsečky vačky a zdvihátka

Graf 3.6 zobrazuje závislost vyosení  $K$  dotykové úsečky zdvihátka a vačky v závislosti na pootočení vačkové hřídele. Tento parametr je velmi důležitý pro návrh poloměru zdvihátka  $r_e$ . Celou situaci dobře vystihuje obrázek 3.4. Je důležité, aby vačka dosedala v každém okamžiku celou šířkou na zdvihátko. Minimální potřebný poloměr zdvihátka byl proto vypočten pomocí následujícího vztahu, převzatého z [2].

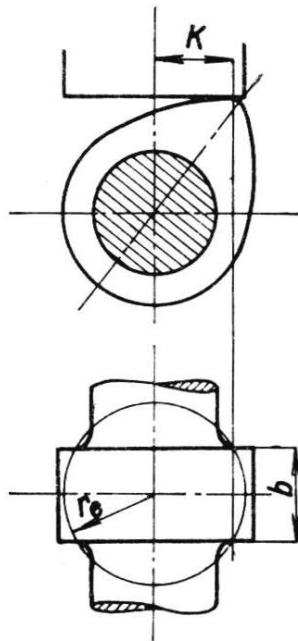
$$r_e = \sqrt{K^2 + \left(\frac{b + 2 \cdot e}{2}\right)^2} \quad (6)$$

$$K = 11,9681 \text{ mm}$$

$$b_{ca} = 9 \text{ mm}$$

$$e = 0,9 \text{ mm}$$

Vypočtený minimální poloměr zdvihátka  $r_e$  činí 13,13 mm. Zdvihátka tedy budou poměrně široká. Kvůli nedostatku prostoru v hlavě byl zvolen konečný poloměr zdvihátka 13,2 mm.



Obr. 3.4 Určení šířky zdvihátka [2]

### 3.3.5 SÍLY V ROZVODOVÉM MECHANISMU

Určujícími silami v rozvodovém mechanismu jsou síly setrvačné. Jejich velikost je dána zrychlením a hmotností příslušných dílů rozvodu. Při návrhu rozvodu byla proto snaha o dosažení nízké hmotnosti. Hmotnosti jednotlivých dílů jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 3.4 Hmotnosti dílů ventilového rozvodu

Součást	Hmotnost [g]
ventil	20,78
zdvihátka	13,62
pružina	14,44
talířek	5,46
zámky	2x0,15
seřizovací podložka	0,44
Redukovaná hmotnost	47,8

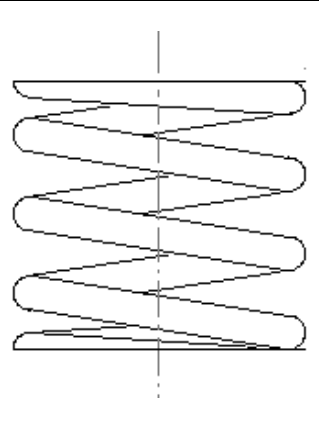
Setrvačná síla na vrcholu vačky musí být zachycena ventilovou pružinou. Sílu pružiny je potřeba navrhovat s určitou rezervou, která slouží zejména pro případ přetočení motoru. Velikost této rezervy se vyjadřuje pomocí součinitele bezpečnosti  $k$ . [12]

$$k = \frac{F_p}{F_a} \quad (7)$$

Setrvačná síla  $F_a$  na vrcholu vačky má velikost 180,94 N. Velikost síly pružiny  $F_p$  při maximálním zdvihu byla zvolena 260 N. Součinitel bezpečnosti  $k$  tedy činí 1,44, což je pro motor určený pro sportovní účely naprosto dostačující hodnota. Motor 2TEV má navíc tu výhodu, že ani při výrazném přetočení motoru a případné ztrátě kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem, nehrozí kolize výfukových ventilů s pístem ani sacími ventily.

Nyní bylo potřeba zvolit zbývající parametry pružiny. Na počátku bylo rozhodnuto pokusit se rozvod navrhnout tak, aby byla použita pouze jedna pružina s proměnným stoupáním pro každý ventil. Důležitým omezujícím faktorem při návrhu pružin jsou prostorové podmínky. Ukázalo se, že pro pružinu je z důvodu nutnosti použití širokých zdvihátek dostatek místa v radiálním směru. Bylo proto snahou tento prostor co nejvíce využít a navrhnout pružinu co nejširší, ale naopak velmi krátkou s příznivým vlivem na délku ventilu i výšku celého motoru. Parametry navržené pružiny ukazuje tabulka 3.5.

Tabulka 3.5 Parametry ventilové pružiny

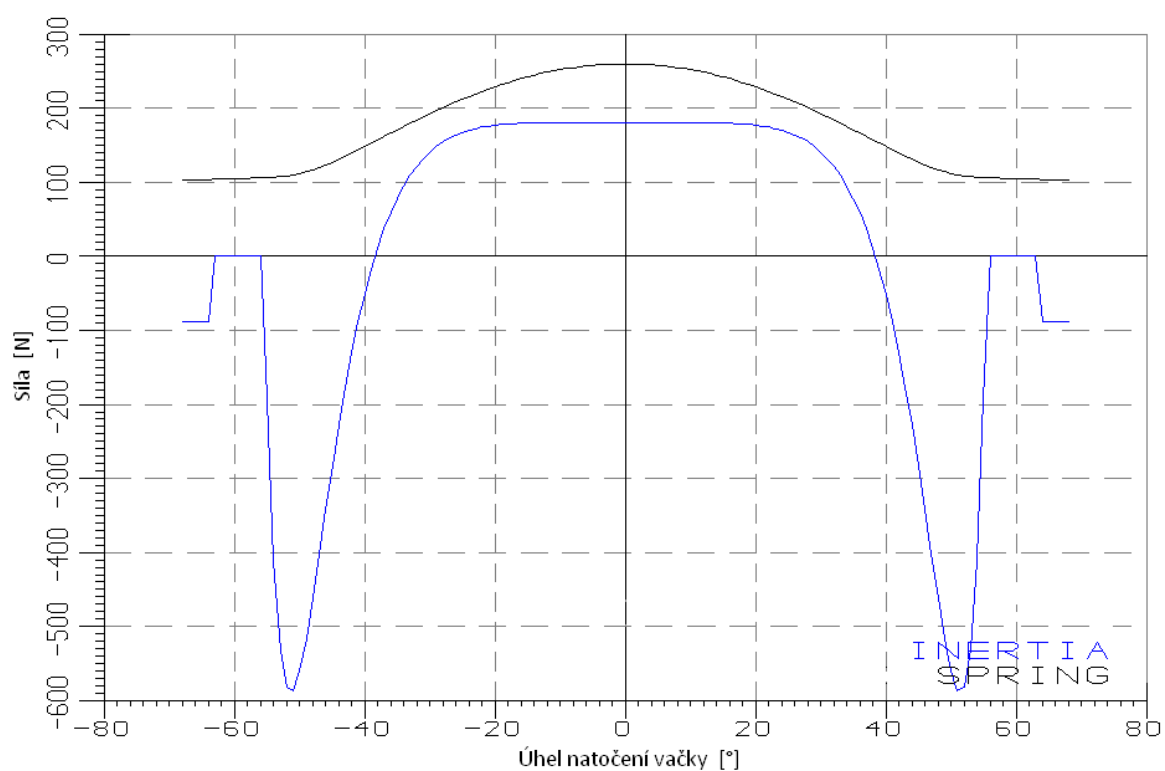
Průměr drátu pružiny	2,7 mm	
Vnější průměr pružiny	23,4 mm	
Volná délka	26,6 mm	
Délka po instalaci	21,4 mm	
Zatížení při $h=0$	103,5 N	
Zatížení při $h=\max$	260 N	
Tuhost při $h=0$	20 N.mm <sup>-1</sup>	
Tuhost při $h=\max$	24,7 N.mm <sup>-1</sup>	
Napětí při $h=\max$	830,5 N.mm <sup>-2</sup>	
Vlastní frekvence při $h=0$	764 Hz	

Velmi důležitým parametrem ventilové pružiny je její vlastní frekvence. Ta by měla být minimálně desetkrát větší než frekvence otáčení vačkového hřídele. V opačném případě hrozí nebezpečné rozkmitání ventilových pružin.

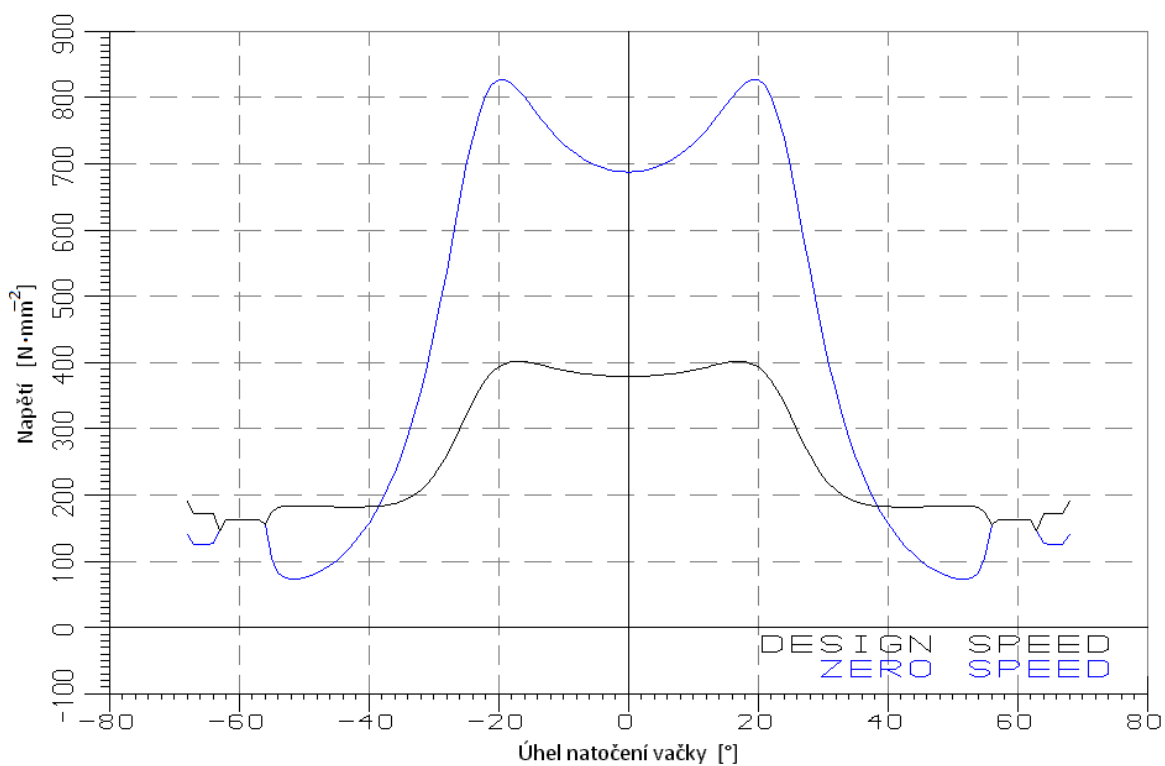
Při jmenovitých otáčkách motoru bude frekvence otáčení vačkové hřídele 67,9 Hz. Vlastní frekvence pružin tedy bude 11,25 x větší. Rozkmitání pružin by tím pádem nemělo hrozit a nebude ani nutné použít dvě soustředné pružiny s tlumičem nebo jiné opatření pro potlačení tohoto nebezpečného jevu.

V této souvislosti je potřeba zmínit výhodu Pudilova patentu. Pokud by se totiž vačkové hřídele otáčely otáčkami klikové hřídele (jak je u ventilových dvoudobých motorů obvyklé), nebyla by podmínka desetinásobku frekvence otáčení zdaleka splněna.

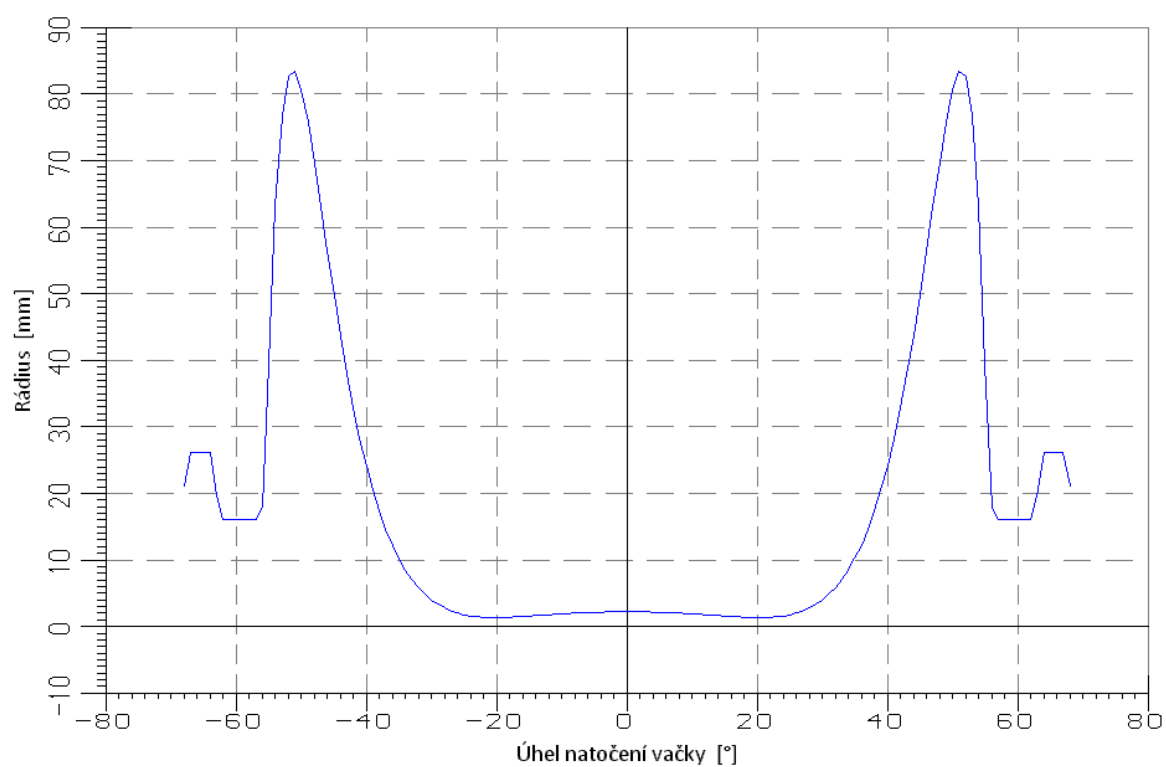
Průběh setrvačných sil a síly pružiny ukazuje graf 3.7. Zajímavé je především srovnání s grafem 3.8, který zobrazuje průběhy kontaktních napětí mezi vačkou a zdvihátkem při jmenovitých otáčkách a pro motor v klidu. Zatímco největší síla působí, když je zdvihátko v kontaktu s bokem vačky (setrvačná síla a síla pružiny se sčítají), tak největší kontaktní napětí působí, když je zdvihátko v kontaktu s vrcholem vačky, při stojícím motoru, kdy jedinou působící silou je síla pružiny. Nejkritičtější místo je v oblastech 20° pootočení vačky od maximálního zdvihu. Důvod zobrazuje graf 3.9, na kterém je vidět, že právě 20° od vrcholu je také nejmenší rádius křivosti vačky. Není pak překvapením, že velmi podobný průběh má i graf 3.10, zobrazující tloušťku olejového filmu mezi vačkou a zdvihátkem.



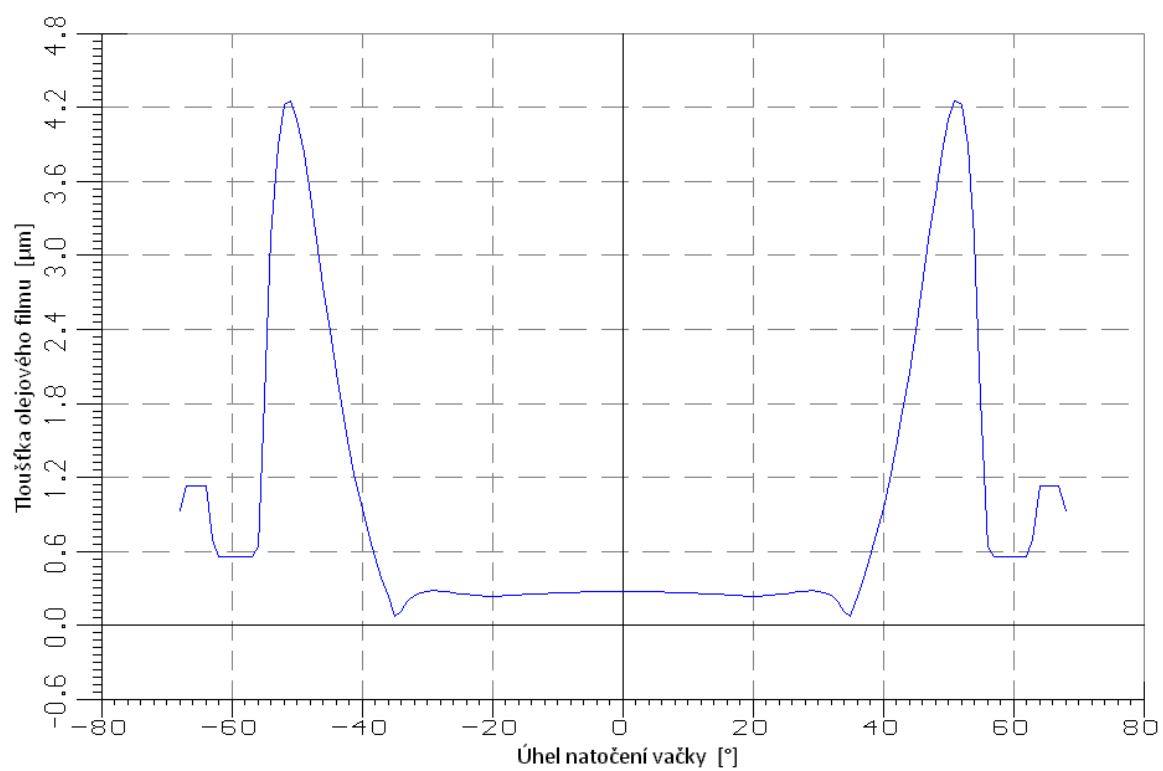
Graf 3.7 Průběh setrvačné síly a síly pružiny



Graf 3.8 Průběhy kontaktních napětí mezi vačkou a zdvihátkem



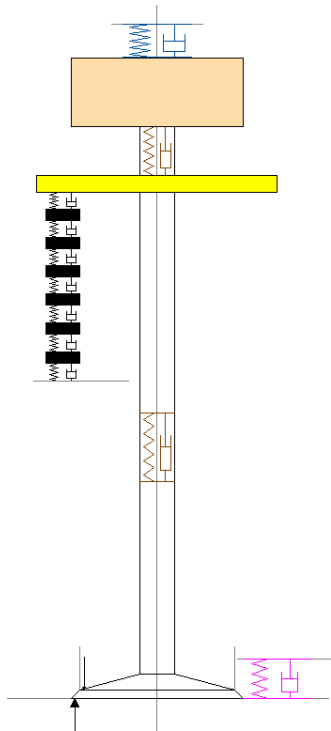
Graf 3.9 Průběh poloměru křivosti vačky



Graf 3.10 Změna tloušťky olejové vrstvy mezi vačkou a zdvihákem

### 3.3.6 DYNAMIKA ROZVODOVÉHO MECHANISMU

Na závěr návrhu rozvodu bylo rozhodnuto provést dynamickou analýzu. Program Lotus Concept Valve Train umožňuje sestavení diskrétního modelu rozvodu s více stupni volnosti. (viz. Obr 3.5) Pro tvorbu modelu byla použita veškerá data z předchozího návrhu, přičemž neznámé parametry byly ponechány jako defaultní. Zde se jedná především o hodnoty tlumení a tuhostí materiálu.



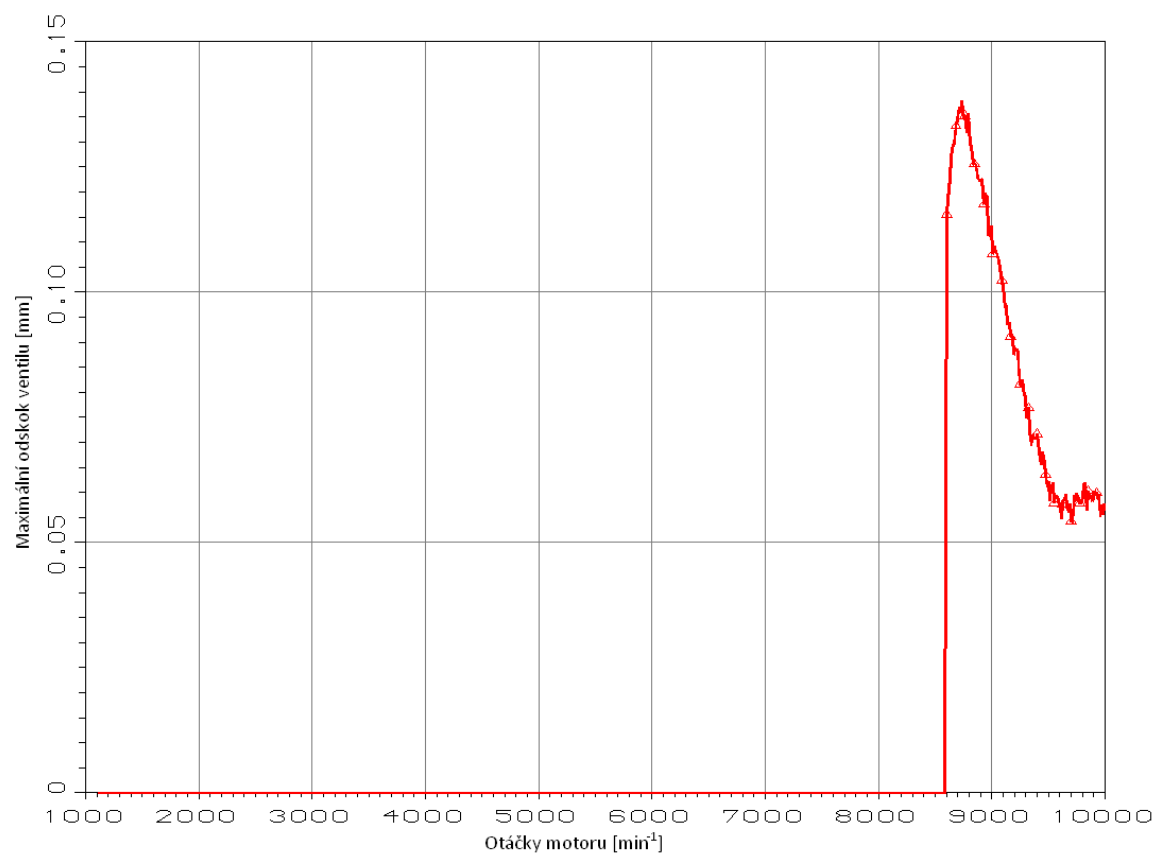
Obr 3.5 Dynamický model rozvodu

Jistou dávkou nepřesnosti vnáší do dynamické analýzy rozvodu fakt, že nejsou k dispozici průběhy tlaků ve válci a ve výfukovém kanálu motoru. Byly činěny pokusy získat alespoň přibližná data ze simulačního programu. Vše ovšem bylo značně komplikováno faktem, že se jedná o dvoudobý motor, ale ventilový rozvod se chová jako rozvod čtyřdobého motoru, ovšem se značně nestandardním časováním. To vše působilo značné problémy. Bylo proto zvoleno pouze silové zatížení od tlaku plynů, které reflektuje skutečnost, že ve válci je v inkriminovaných okamžicích otevírání a zavírání ventilu větší tlak než ve výfukovém kanálu.

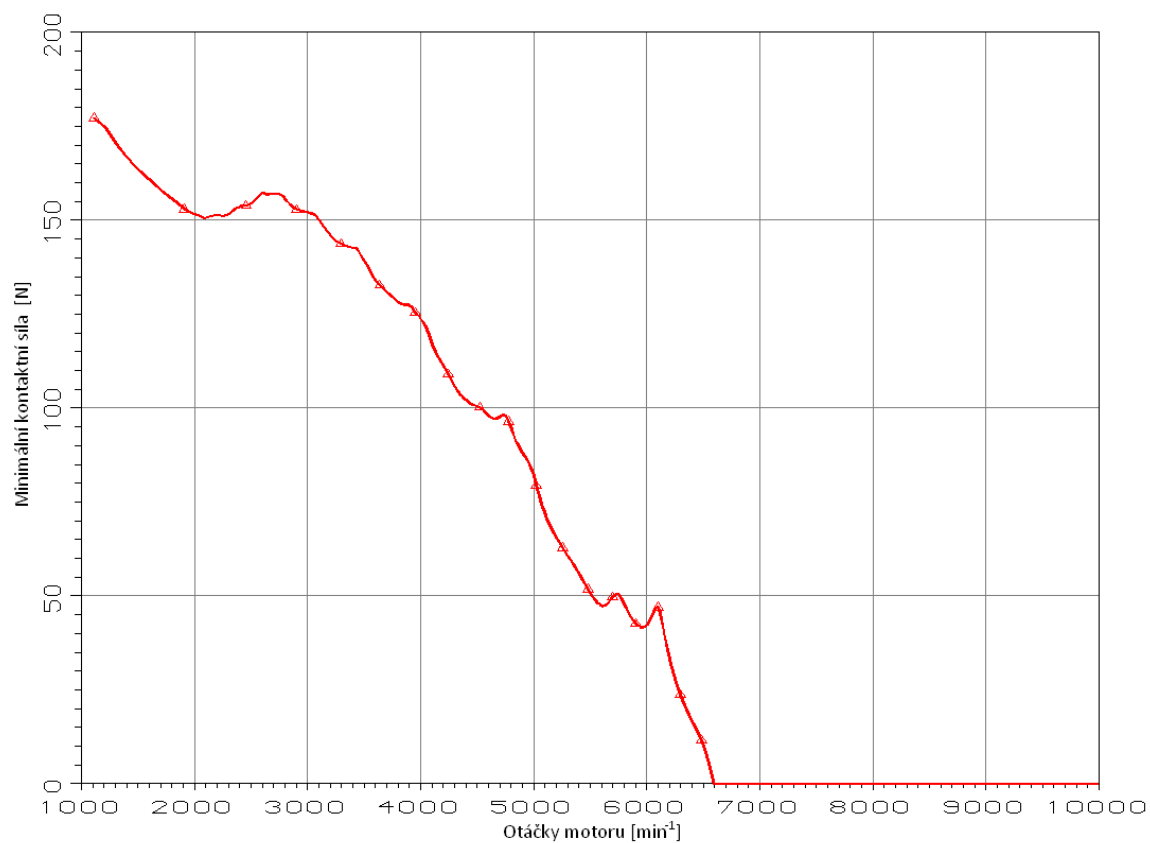
Při dynamické analýze modelu hraje svoji roli také velikost ventilové vůle. Konstrukční návrh rozvodu počítá s ventilovou vůlí za studena 0,2 mm. Pro dynamickou analýzu bylo předpokládáno, že motor je již zahřátý na provozní teplotu a bylo tedy počítáno s vůlí jen 0,1 mm.

Program Lotus Concept Valve Train umožňuje pro zhodnocení provedeného výpočtu vykreslit celou řadu různých závislostí. Jako nejprůkaznější se jeví hodnoty maximálního odskoku ventilu po dosednutí do sedla a velikost minimální kontaktní síly mezi vačkou a zdvihátkem. V následujících grafech jsou tyto hodnoty v závislosti na otáčkách motoru.





*Graf 3.11 Maximální odskok ventilu po dosednutí*



*Obr 3.12 Minimální kontaktní síla mezi vačkou a zdvihátkem*

V grafu 3.11 je vidět, že nedochází k odskočení ventilu po dosednutí v celém spektru provozních otáček motoru. K prvnímu odskočení dochází však již při mírném překročení jmenovitých otáček, a to při hodnotě  $8600 \text{ min}^{-1}$ . Přičemž maximální hodnota odskoku rychle stoupá až na maximální hodnotu  $0,14 \text{ mm}$ .

Více znepokojující je však pohled na druhý graf, z toho je jasně vidět, že v provozním otáčkovém pásmu motoru dochází ke ztrátě kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem a to od hodnoty  $6612 \text{ min}^{-1}$ . Lze s úspěchem tvrdit, že ztráta kontaktu bude pouze na velmi krátkém úseku zdvihové křivky, protože významnější ztráta kontaktu by se ihned projevila v grafu odskoku ventilu. Toto tvrzení podporuje i interaktivní sledování zdvihu vačky a zdvihátka, které program umožňuje.

Pravdou zůstává, že ke ztrátě kontaktu dochází. Není ovšem jasné, jak tento jev vysvětlit. Pružiny jsou dimenzovány s dostatečnou rezervou, jak ukazuje graf 3.7. Nejnižší vlastní frekvence pružin leží také dostatečně vysoko. Při návrhu zdvihové křivky vačky bylo sice snahou dosáhnout co možná největší plnosti křivky, byla ovšem dodržena všechna doporučení pro maximální hodnoty rychlostí, zrychlení i pulsu (jerk). Také požadované otáčky motoru  $8150 \text{ min}^{-1}$  nedávají důvod si myslet, že s fungování rozvodu budou problémy. Z uvedených důvodů bylo rozhodnuto parametry rozvodu prozatím neměnit. Problematika dynamického chování rozvodu je poměrně složitá, a při dalším vývoji motoru by jí musela být věnována větší pozornost.

### 3.4 ZHODNOCENÍ NÁVRHU ROZVODU

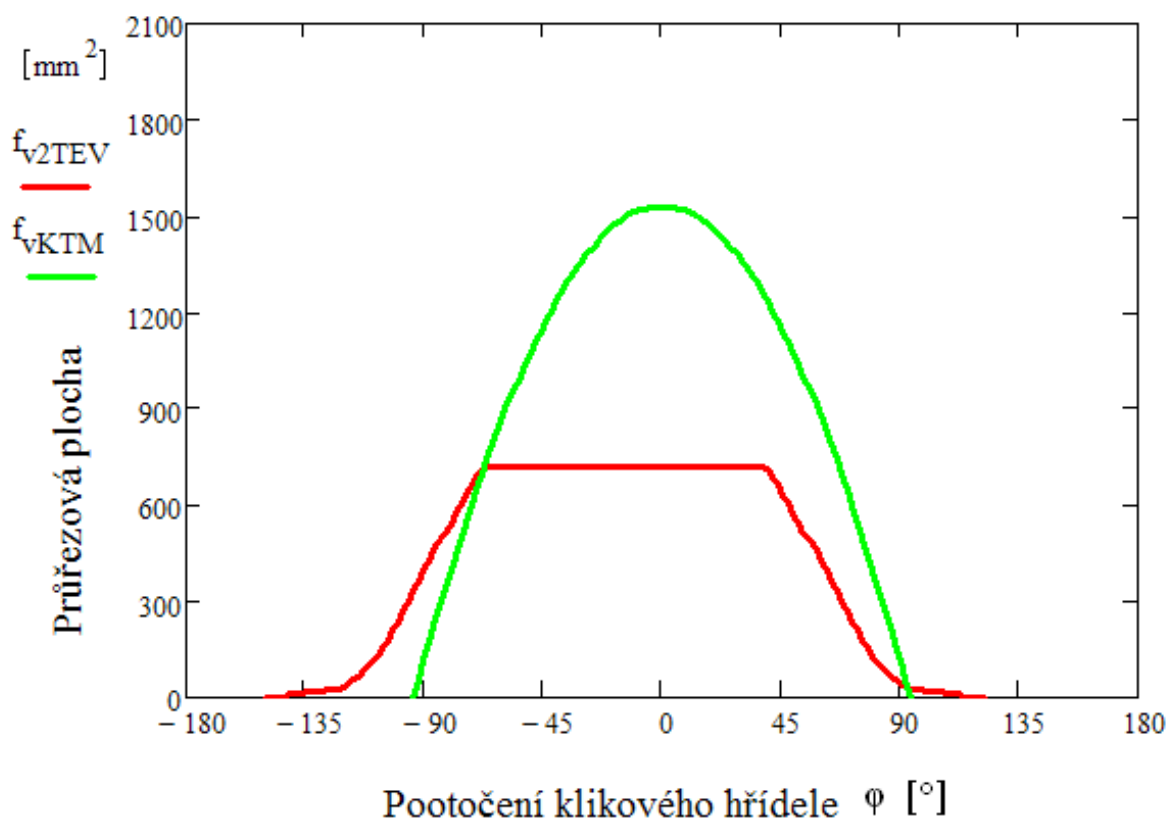
Poté, co bylo stanoveno časování ventilového rozvodu, určeny průběhy zdvihu ventilu a navrženy rozměry dílů rozvodu, bude možné zhodnotit, zda bude navržený rozvod schopen pracovat tak, aby byly splněny vytyčené výkonové parametry motoru.

Nejprve bylo nutné získat závislost průřezu ventilu na otáčkách klikové hřídele. Hodnota průřezu byla počítána jako součin obvodu v sedle ventilu a zdvihu ventilu, přičemž průřez nepřesáhne hodnotu průřezu mezikružní dvou ventilů  $724 \text{ mm}^2$  určenou v kapitole 3.3.2. Ve starší literatuře lze nalézt různé způsoby, jak vypočítat hodnotu průřezu v sedle ventilu pro určitý zdvih, kde by bylo potřeba více zohlednit geometrii sedla a ventilu. Snaha o větší přesnost výpočtu však nemá v tomto případě žádný význam.

Graf 3.13 ukazuje srovnání průřezu výfukových ventilů motoru 2TEV a výfukového kanálu motoru KTM. Graf potvrzuje to, co bylo předpovězeno v kapitole 3.3.2. Celkový úhlový průřez (obsah plochy pod křivkou) ventilového rozvodu ani zdaleka nedosahuje hodnot úhlového průřezu výfukového kanálu motoru KTM a příliš nepomohlo ani prodloužení doby otevření ventilu. V grafu stojí za povšimnutí také rozdílná strmost obou křivek. Je vidět, že rychlost, s jakou se zvětšuje průřez u rozvodu posuvným šoupátkem, je skutečně bezkonkurenční.

Je ovšem potřeba mít neustále na paměti, že pro funkci motoru je rozhodující hmotností tok plynů rozvodovými orgány a nikoliv jejich průřez. Z tohoto pohledu lze ovšem očekávat jenom další zhoršení situace, protože plyny proudící ventilem jsou značně omezovány talířkem ventilu a dochází k různým turbulencím, které průtočný průřez jenom dále zmenšují.

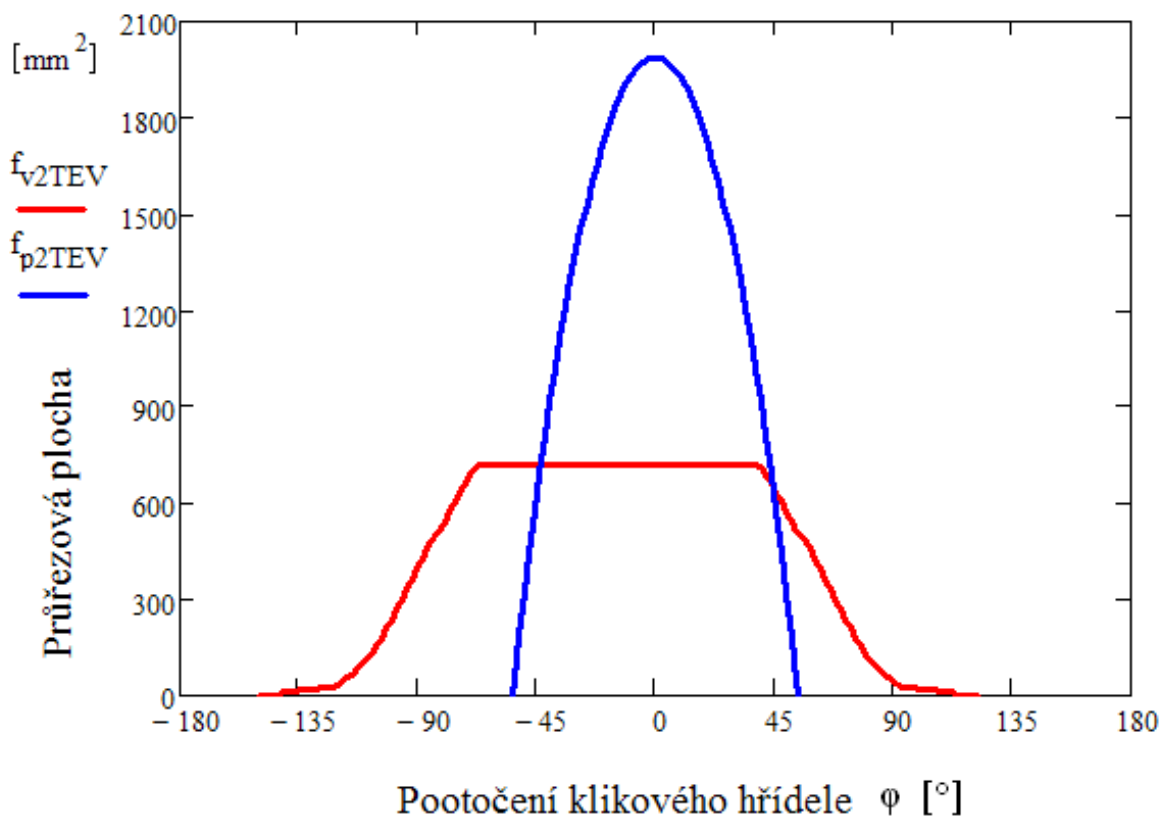
Z tohoto hlediska je jediná možnost, jak překonat propastný rozdíl mezi průřezy obou rozvodů, zvětšení tlakového spádu přes ventil. Také z tohoto důvodu bylo změněno časování ventilu (viz obr 3.3), tak aby se výfukový ventil otevíral v době, kdy je ve válci větší tlak. V podstatě se tím spotřebovuje výkon motoru na to, aby se „opravil“ špatný rozvod.



Graf 3.13 Srovnání průřezů výfuku motorů 2TEV a KTM

Do Grafu 3.14 jsou společně zakresleny závislosti průřezu přepouštění a výfuku. Je zde dobře vidět, proč je nutné zavírat výfukový ventil  $24^\circ$  za přepouštěcím. Pokud by se zavíraly současně, měl by výfukový ventil v závěru natolik malý průřez, že by čerstvá směs neměla výfukové plyny kam vypláchnout.

To, zda by motor s takto navrženým rozvodem mohl fungovat, by bylo potřeba ověřit simulací. Sestavit model proudění tohoto motoru, který by skutečně dokázal postihnout všechny vlivy, je však velmi složitý úkol. Rozvod na CAD modelu motoru je navržen tak, aby šlo při zkouškách měnit časování ventilů v poměrně velkém rozsahu. Přesto předpokládám, že rozvod motoru nebude možné naladit tak, aby se tento motor alespoň vzdáleně přiblížil vytýčeným výkonovým parametrům. Závěrem kapitoly Rozvod je potřeba dodat, že skutečný postup při návrhu byl jiný a neodpovídá přesně tomu, jak je to popsáno v jednotlivých kapitolách. Výsledné rozčlenění do kapitol vyplynulo ze snahy o maximální přehlednost.



Graf 3.14 Celkový rozvodový diagram motoru 2TEV

### 3.5 KONSTRUKCE VENTILOVÉHO ROZVODU

Při konstrukci dílů rozvodu bylo snahou vycházet z dostupné literatury: [12] a [23]. Při použití empirických vztahů a doporučení uváděných v těchto zdrojích však vycházely všechny součásti značně předimenzované a celkově neodpovídaly dílům používaným u dnešních motocyklových motorů. Při návrhu tak bylo potřeba vycházet především z obrázků a výkresů současných motocyklových motorů, v neposlední řadě také z rad konzultanta. Tento přístup byl uplatněn nejen pro konstrukci rozvodu, ale celého motoru.

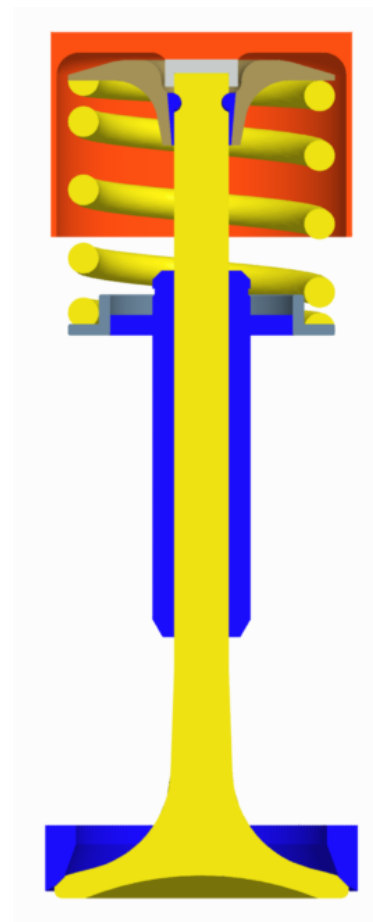
#### 3.5.1 ROZMÍSTĚNÍ VENTILŮ

Konstrukce ventilového rozvodu je úzce spjata s návrhem hlavy motoru. Především se zde jedná o rozmístění ventilů ve spalovacím prostoru hlavy válce. Toto rozmístění je určující pro celkovou podobu rozvodového mechanismu i hlavy válce. Jak plyne z kapitoly 3.3.2, při konstrukci musel být především sledován požadavek na co nejvelkorysejší dimenzování průtočných průřezů ventilů. Proto bylo zvětšeno vrtání válce na 70 mm. Průtočný průřez lze navýšit větším odkloněním ventilu od osy válce. V současné době se však u téměř všech motorů používá relativně malého úhlu odklonění, asi do 15°. Byly rozpracovány dvě varianty. První s úhlem odklonu 11°, druhá pak celých 30°. Již první nákresy prozradily, že použitím velkého úhlu odklonu 30°, nebylo dosaženo adekvátního přínosu. Průměr v sedle ventilu se zvětšil jen asi o 1,1 mm. Bylo proto rozhodnuto použít úhel odklonu 11°. Výhodou je zde především možnost dosažení vysokého kompresního poměru při použití rovného dna pístu.

Dále bylo snahou nalézt optimální pozici os ventilů, při zachování dostatečně širokých můstek mezi sedly, tak aby mohly být tyto můstky dostatečně chlazeny. Ze studia současných motocyklových motorů vyplynulo, že je možné umístit ventily tak, aby sedla byla téměř tečně k vrtání válce. Rozložení čtyř výfukových ventilů ve spalovacím prostoru ukazuje obrázek 3.6.



Obr. 3.6 Rozložení ventilů ve spalovacím prostoru



Obr. 3.7 Řez sestavy ventilu

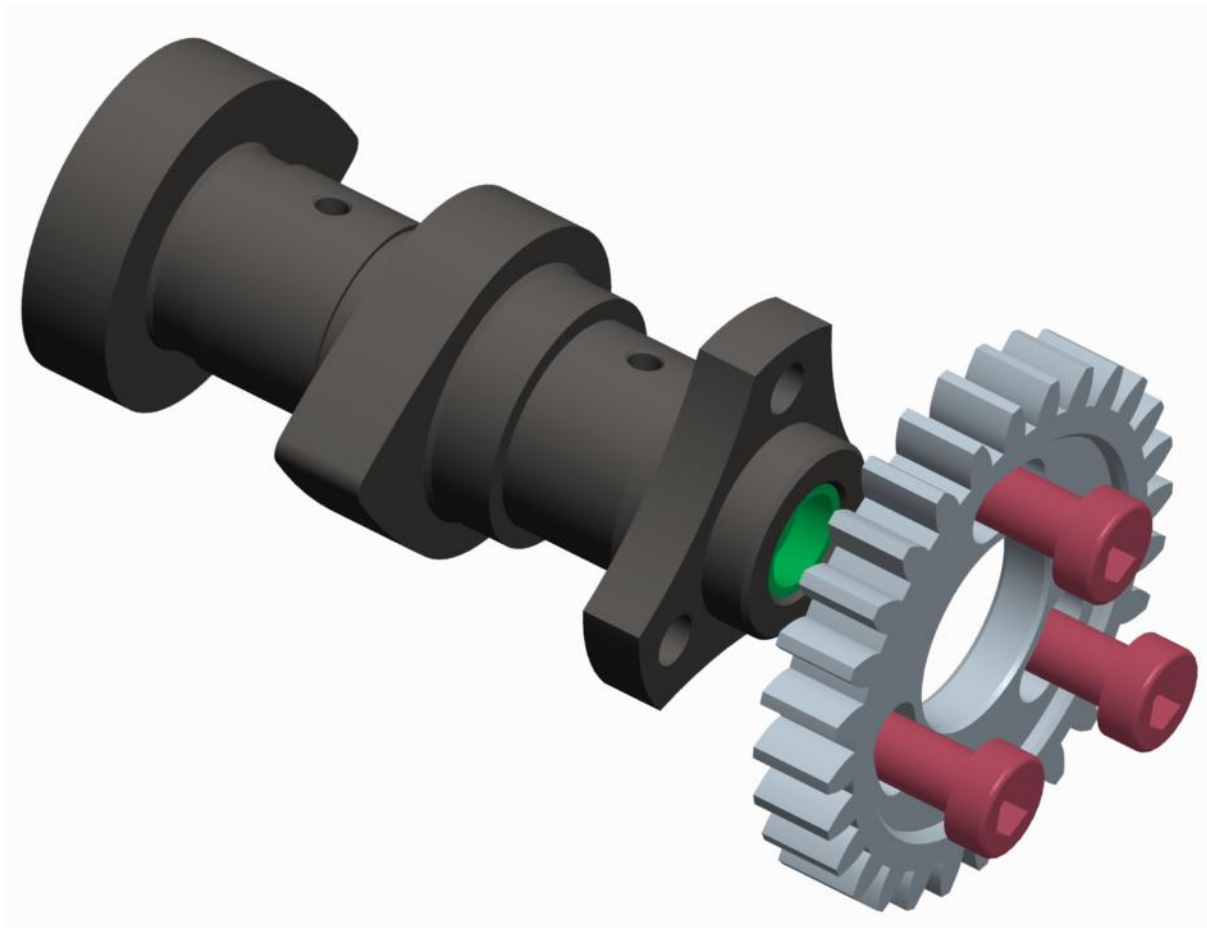
### 3.5.2 DÍLY VENTILOVÉHO ROZVODU

Hlavní rozměry dílů rozvodu byly shrnuty v tabulce 3.4. Pro motor byly navrženy ventily s vydutou čelní plochou talíře. Ta umožňuje rychlejší odvod spalin, díky vzniku tzv. šikmé rázové vlny [18]. Bylo také zvažováno použití ventilů plněných sodíkem, kvůli velkému tepelnému zatížení plynoucího z dvojnásobného počtu pracovních zdvihů. Od tohoto řešení však bylo upuštěno. U motocyklových motorů se tato technologie nepoužívá, bylo tedy rozhodnuto přidržet se raději osvědčených konstrukcí.

Pro vymezení ventilové vůle byla zvolena ventilová čepička. Ta je sice mírně složitější na výrobu než podložka, ovšem umožňuje snížení hmotnosti talířku ventilů, protože talířek nemusí tvořit vodící plochu pro podložku (obr. 3.7).

Vačka ovládá ventil přes hrníčkové zdvihátko s rovným dnem. Pro zajištění rovnoměrného opotřebení zdvihátka je vhodné zajistit jeho otáčení. Toho je docíleno mírným vyosením vačky. Doporučuje se vyosení o velikosti jedné desetiny šířky vačky. Vačka motoru má šířku 9 mm. Proto bylo zvoleno vyosení 0,9 mm.

Vačková hřídel motoru je uložena v kluzných ložiskách, přičemž jedno z ložisek bylo umístěno mezi vačky, aby rovnoměrně zachycovalo síly od obou ventilů. Původně byla snaha použít druhé ložisko valivé, kvůli potřebě přivést mazací olej do vačkové hřídele však muselo být od toho záměru upuštěno. Vačková hřídel je spojena s ozubeným kolem způsobem, který umožňuje změnu časování ventilů, jak je vidět na následujícím obrázku.

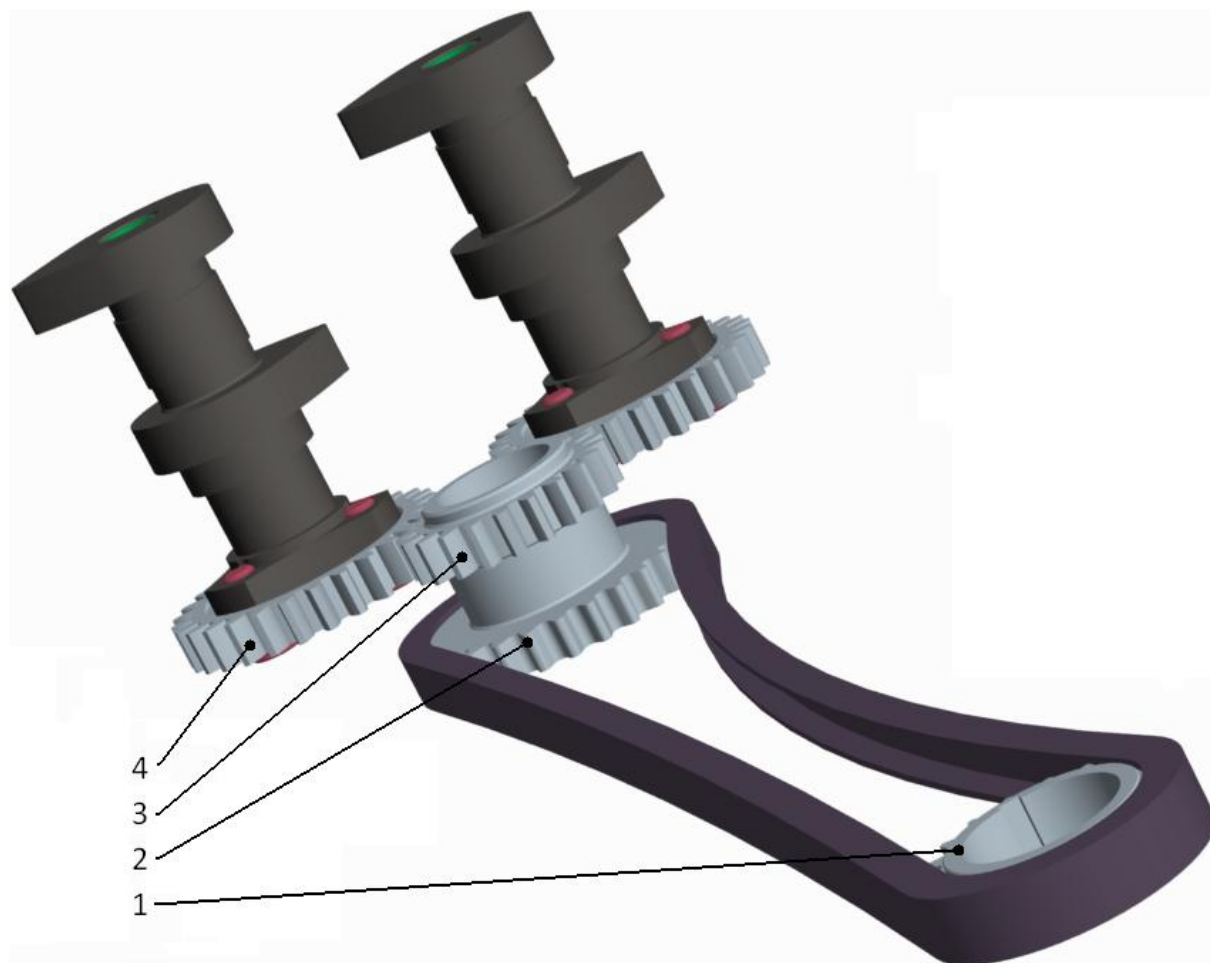


*Obr. 3.8 Vačková hřídel*

### 3.5.3 POHON VENTILOVÉHO ROZVODU

Pro pohon ventilového rozvodu bylo především snahou vybrat řešení, vyžadující malý zástavbový prostor. U motocyklů této kategorie se pro pohon rozvodu používá válečkový nebo ozubený řetěz, přičemž pro ozubený řetěz vychází menší průměr ozubených kol pro stejný převodový poměr. Byla tedy zvolena tato varianta.

Dalšího snížení celkových rozměrů pohonu lze dosáhnout použitím dvoustupňového převodu, který je v prvním stupni tvořen převodem ozubeným řetězem, v druhém pak čelním ozubeným soukolím. Tato varianta se pro motor 2TEV ukázala jako výhodná také proto, že umožňuje zkrátit délku vačkových hřídelí. Jejich délka by totiž při použití jednostupňového převodu vycházela abnormálně velká. To je způsobeno přepouštěcími kanály motoru, které si vynutí oddálení rozvodového řetězu od válce. Při použití dvoustupňového převodu je možné toto oddálení provést právě na společné hřídeli řetězového a ozubeného kola. Celá situace je patrná z obrázku 3.9.



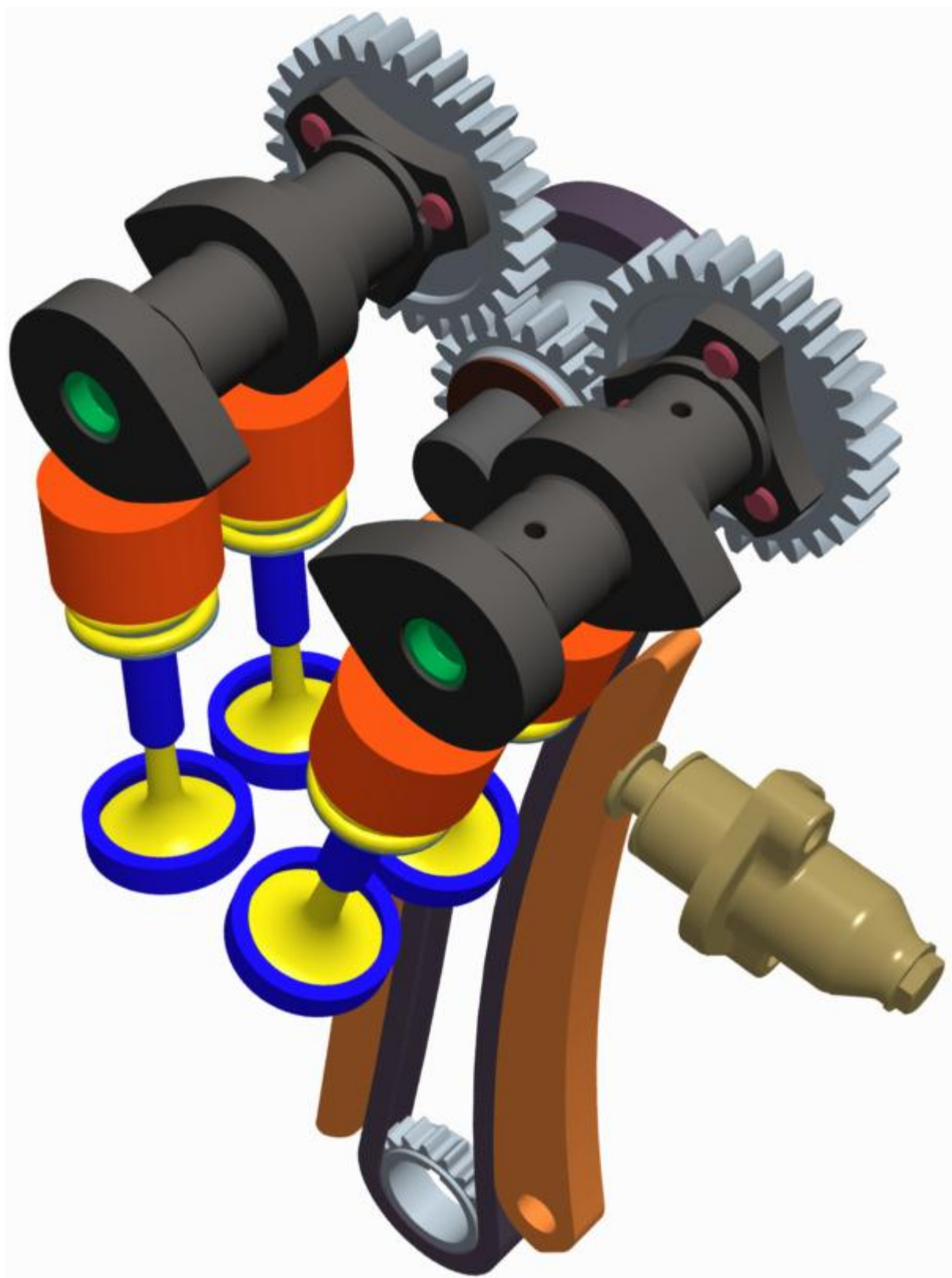
Obr. 3.9 Pohon ventilového rozvodu

Snaze o kompaktní rozměry pohonu rozvodu byl podřízen také výběr optimálních převodových poměrů na jednotlivých stupních. Z mnoha možností byly vybrány nejvýhodnější počty zubů a příslušné převodové poměry. Data převodů jsou shrnuta v tabulce 3.6. Označení jednotlivých prvků soukolí v tabulce odpovídá obrázku 3.9. Obrázek 3.10 pak nabízí celkový pohled na ventilový rozvod motoru 2TEV.

Tabula 3.6 Základní parametry převodu

Převodový poměr	i <sub>1,2</sub>	1,5	
Řetěz	Borg Warner 92 RH 2015		
Modul	m	2,012	
Řetězové kolo		1	2
Počet zubů	z	18	27
Průměr roztečné kružnice	d	36,38 mm	54,57 mm
Převodový poměr	i <sub>3,4</sub>	1,33	
Modul	m	1,75	
Ozubené kolo		3	4
Počet zubů	z	21	28
Průměr roztečné kružnice	d	36,75 mm	49 mm





*Obr. 3.10 Celkový pohled na ventilový rozvod*



## 4 KONSTRUKCE HLAVY MOTORU

Hlava je z hlediska návrhu jednoznačně nejsložitější díl motoru. Bývá proto vhodné začínat s návrhem motoru právě touto součástí.

Hlava motoru 2TEV má jistá specifika. Předně se v ní na rozdíl od běžné hlavy čtyřdobých motorů nenachází sací kanály, což znamená především to, že hlava nebude ochlazována čerstvou směsí. S tímto zvýšeným tepelným zatížením bude potřeba počítat při dimenzování chladících prostor hlavy.

Naopak kladem takového uspořádání výfuku je, že hlava bude sice zatížena více, ale zato mnohem rovnoměrněji, což z hlediska napětového namáhání materiálu hlavy nemusí být zanedbatelné.

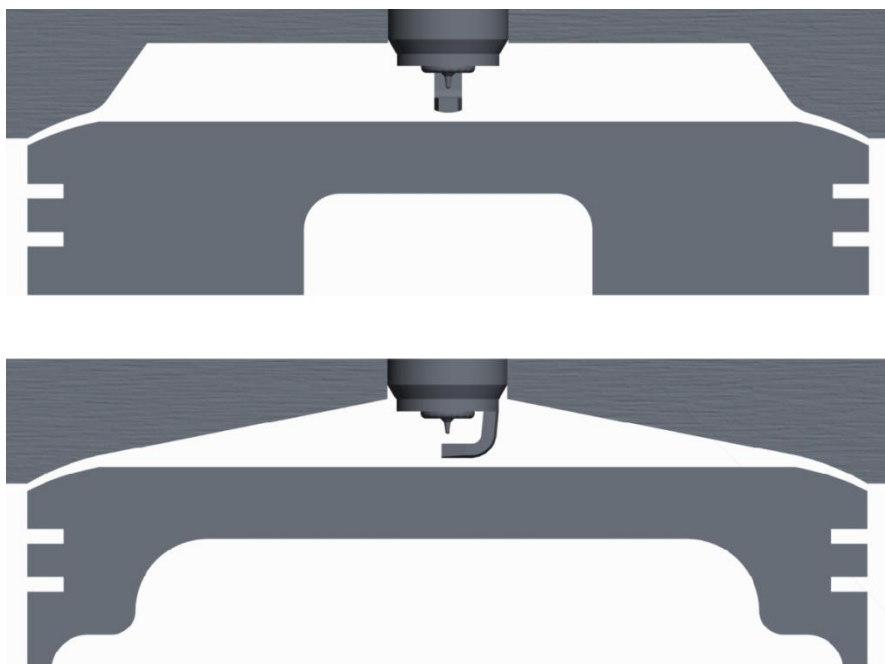
Výhodou takové hlavy je, že ji lze navrhovat jako naprosto symetrickou podél příčné roviny, což ušetří práci při návrhu, ale také prostředky při případné výrobě.

### 4.1 SPALOVACÍ PROSTOR

Od počátku návrhu bylo snahou zohlednit nejen dobrou odolnost spalovacího prostoru proti detonačnímu hoření, ale také jeho vhodnost pro proudění výfukových plynů při vyplachování. Dá se předpokládat, že píst směřující do horní úvrati v případě čtyřdobého motoru vypláchne spalovací prostor mnohem snáz než vyplachovací proudy u motoru dvoudobého. U spalovacího prostoru 2TEV budou tedy provedeny úpravy, které by vedení proudů zlepšily.

Především se jedná o eliminaci ostrých hran, které jsou často ve spalovacím prostoru čtyřdobého motoru přítomny. Tyto hrany vznikají na úrovni spodní dosedací roviny hlavy, kde bývá snaha sledovat rovné dno pístu a vytvořit tak antidetonační šterbinu či zvýšit kompresní poměr.

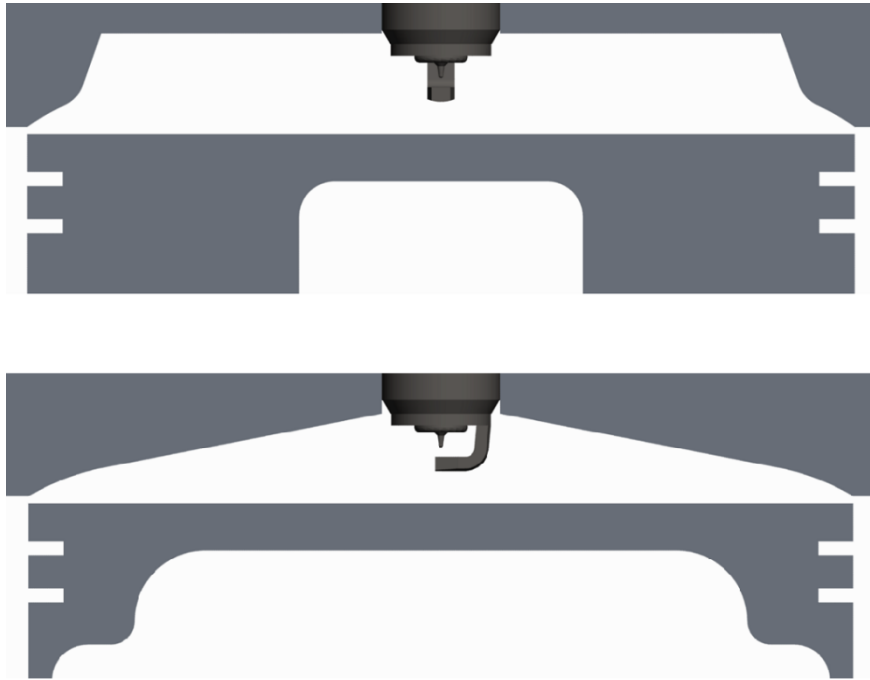
Pro motor 2TEV byl tedy přechod z vrtání válce do spalovacího prostoru proveden tak, aby neobsahoval ostré hrany. Přesto byl učiněn pokus vytvořit antidetonační šterbinu. Toho bylo dosaženo vytvořením zaoblení na okraji dna pístu, což je vidět na následujícím obrázku.



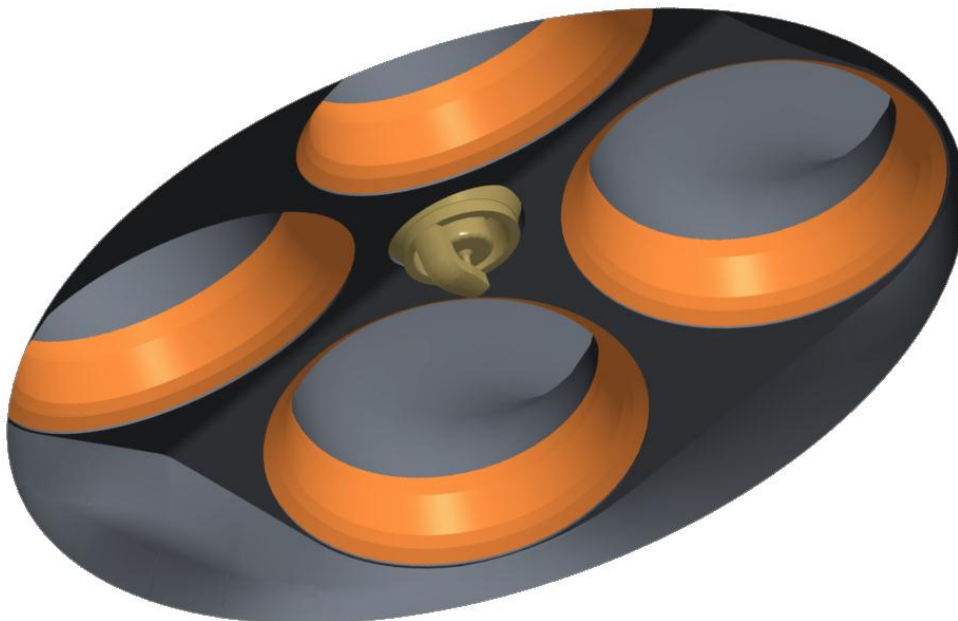
*Obr. 4.1 Příčný a podélný řez původním spalovacím prostorem*

Toto řešení však přineslo problémy. Kompresní poměr přesahoval stanovenou hodnotu 13,2:1. Dno pístu příliš zasahovalo do spalovacího prostoru a nebezpečně se blížilo elektrodám zapalovací svíčky.

Ve finálním návrhu proto bylo od tohoto řešení upuštěno. Spalovací prostor byl zvětšen a dno pístu srovnáno, tak aby byl dosažen požadovaný kompresní poměr. Konečné řešení ukazují obrázky 4.2 a 4.3. Je vidět, že antidetonační štěrba se v tomto případě v horní úvrati nevytvoří. Lze však doufat, že víření ve spalovacím prostoru bude dostatečné a štěrba tak nebude potřebná.



Obr. 4.2 Příčný a podélný řez finálním spalovacím prostorem

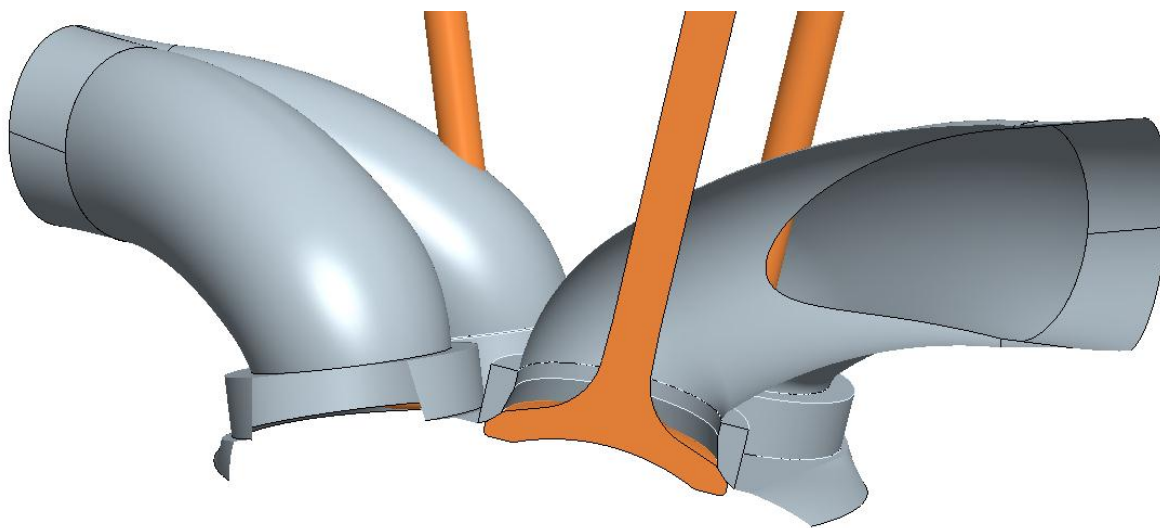


Obr. 4.3 Spalovací prostor motoru 2TEV

## 4.2 VÝFUKOVÉ KANÁLY

Návrh výfukových kanálů je vždy kompromisem mezi vhodným sklonem výfukového kanálu a délkou ventilu. Kanál by měl co nejdéle sledovat osu ventilu, tak aby prudký ohyb nenastal hned za sedlem. Vliv tohoto faktoru na průtokový součinitel je popsán v [24]. Takové řešení však prodlužuje ventil a samozřejmě zvětšuje i jeho hmotnost. Také celková výška hlavy narůstá.

V prvních návrzích byl kladen důraz především na nízkou hmotnost ventilu. Vznikl tak poměrně extrémní návrh s kanály, které se bezprostředně za sedlem odklánějí od osy ventilu. (viz obr. 4.4) Tyto kanály však byly nevyhovující. V dalších návrzích se tvar kanálu více přiblížil konvenčnímu tvaru používaného u současných motocyklových motorů. (obráz. 4.5)



*Obr. 4.2 Prvotní návrh výfukových kanálů*

U motoru 2TEV je důležité rozhodnout, zda dva sousední kanály v hlavě spojuvat do jednoho či nikoliv. To souvisí především s otevíráním ventilů motoru.

Na počátku bylo řečeno, že mechanismus bude současně otevírat pouze dva ze čtyř ventilů. Je tedy potřeba určit, které dva to budou. Teoreticky je možné současně otevírat dva protější ventily, dva sousední ventily, nebo „křížem“. U konvenčních motorů jsou současně otevírány výfukové ventily, které jsou v drtivé většině případů umístěny vedle sebe. Takové řešení však není nejvýhodnější. U motoru 2TEV budou proto společně otevírány ventily „křížně“ přes střed válce. Hlavní výhodou takového řešení je, že budou otevírány 2 ventily, které jsou od sebe nejvíce vzdáleny. Při jejich otevření se tedy proudící výfukové plyny nebudou tolik vzájemně ovlivňovat a především mezi talířky těchto ventilů bude dostatečná mezera, takže proud plynů nebude tolik škrcen. Řešení je výhodné i z hlediska vyplachování. Při otevření takto umístěných ventilů bude podtlak rozprostřen ve spalovacím prostoru rovnoměrněji a maximální tlakový spád klesne. Uspořádání je výhodné i pro pohon rozvodového ústrojí. Váčky na hřídeli totiž budou v tomto případě proti sobě pootočený o 180° a nebudou tedy společně v záběru. Nejvyšší točivý moment působící na vačkovou hřídel se tím sníží na polovinu.

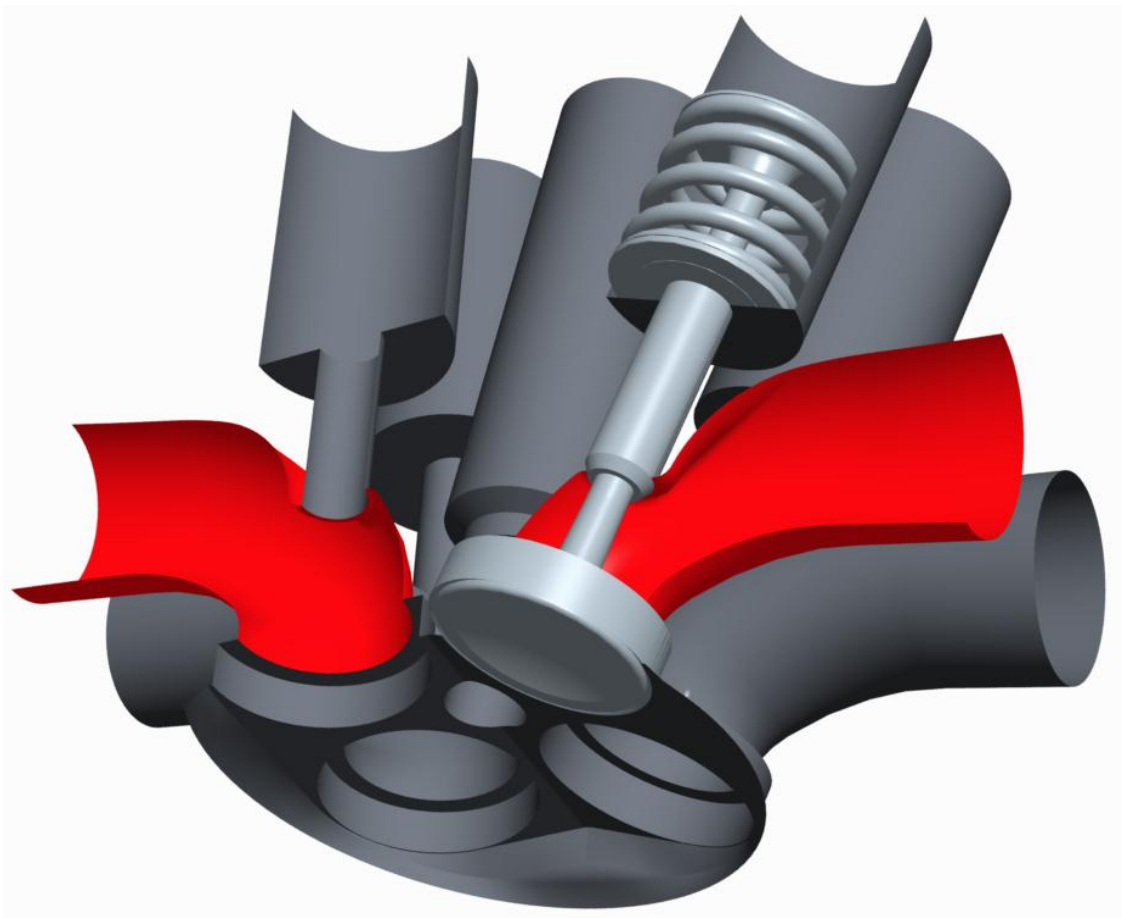
Vybrané uspořádání však může přinést jisté komplikace z hlediska využití tlakových rázů ve výfukovém potrubí. To získává na důležitosti zejména poté, co bylo zjištěno, že bude muset být využit výfukový rezonátor. (viz kapitola 3.3.3).

Původní návrh předpokládal spojení dvou větví výfukového potrubí do jedné ještě v oblasti hlavy válce (obr. 4.4), tak aby se zjednodušilo sběrné výfukové potrubí a také chladicí prostor v hlavě. Pro správnou funkci výfukového rezonátoru však spojení dvou kanálů může představovat problém. Jedna větev kanálu by totiž zůstala slepá, což by ovlivnilo zpětné proudění vybuzeného rezonátorem. Také samotný návrh rezonátoru by tím byl značně komplikován. Bylo tedy zvoleno tzv. čtyř-kanálové uspořádání hlavy, kdy každý ventil má samostatný výfukový kanál (obr. 4.5). Dlužno podotknout, že výfukové potrubí pak vyjde značně složité, navíc s instalovanými rezonátory. Přesto však byla zvolena cesta s křížně otevíranými ventily a 4 samostatnými kanály, jejíž výhody převažují.

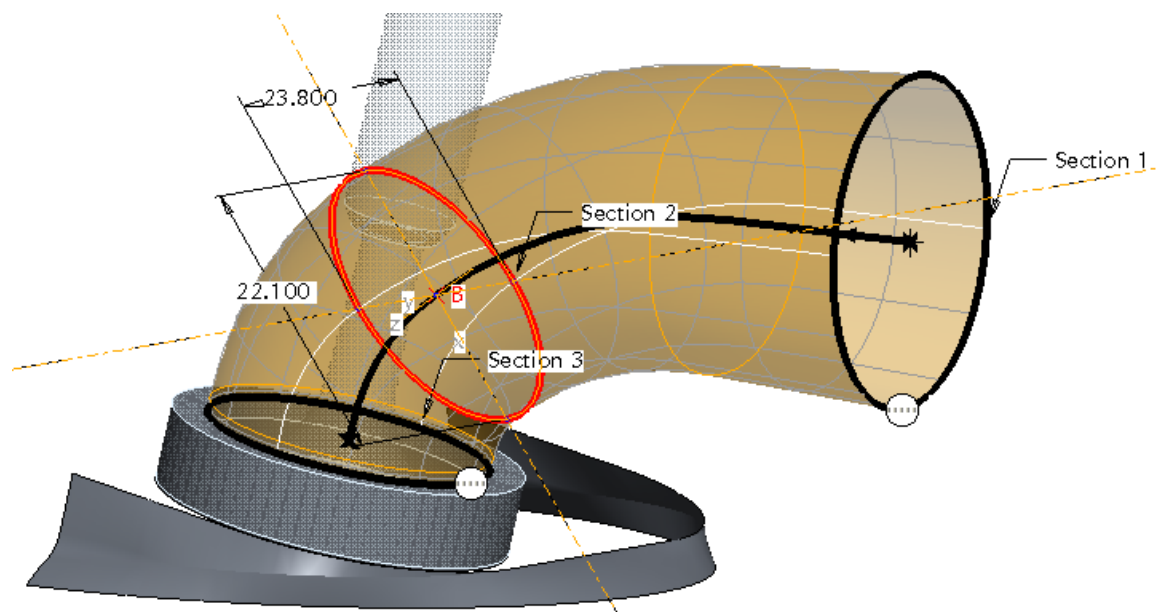
Konstrukce výfukového rezonátoru ani sběrného potrubí není předmětem této diplomové práce, přesto však byla hlava motoru navrhována tak, aby byly splněny předpoklady pro jejich instalaci.

Křivka a průřezy kanálu jsou vidět na obrázku 4.6. Kanál mírně zvětšuje svůj průřez směrem od sedla ventilu k přírubě výfukového potrubí. V kanálu je přítomen nálitok, který zabraňuje nadměrnému ohřívání dřívku ventilu. Aby však nedošlo ke zmenšení průtočného průřezu vlivem přítomnosti nálitku, byl kanál v tomto místě vhodně rozšířen do stran. V tomto směru se však návrh kanálu nijak nelišil od kanálů čtyřdobého motocyklového motoru.

Společně s výfukovými kanály a spalovacím prostorem byly vytvořeny také prostory pro zapalovací svíčku, zdvihátka a vodítka ventilů. Tyto prvky společně tvoří jádro, využitelné jako podklad pro výrobu hlavy. Rozložení těchto prvků je patrné z obrázku 4.5.



*Obr. 4.3 Uspořádání výfukových kanálů*



Obr. 4.4 Křivka a průřezy výfukového kanálu

### 4.3 CHLADÍCÍ PROSTOR HLAVY

Chladicí prostory jednoválcových motocyklových motorů jsou většinou řešeny tak, že chladicí proudy jsou po vstupu do hlavy směřovány na stranu výfukových kanálů, kde pak poblíž příruby výfukového kanálu vytvoří tzv. šnek, který je zakončen výstupem chladicího okruhu z hlavy. Celkově se na výfukové straně hlavy nachází podstatně více chladicí kapaliny, než na straně sací.

Jak již bylo řečeno, spalovací prostor i výfukové kanály hlavy motoru 2TEV jsou tvořeny dvěma symetrickými polovinami. Není tedy důvod, proč by i chladicí prostor neměl být symetrický. Bylo však potřeba vyřešit, kam v takovém případě umístit výstup kapaliny z hlavy motoru. Zde se přímo nabízelo umístit vývod kapaliny na rovinu symetrie hlavy, na stranu, kde se nenachází pohon rozvodu. U tohoto řešení by však pravděpodobně proudění kolem výfukových kanálů nebylo dostatečné a docházelo by k jejich přehřívání. Byla proto zvolena varianta, která respektuje uspořádání používané u soudobých motocyklových motorů, kdy proudění kapaliny bude směřováno k přírubám výfukového potrubí. Motor 2TEV bude mít dva výstupy chladicí kapaliny z hlavy válce (viz obr. 4.7).

Protože jsou však k výfukové přírubě vedeny dva samostatné výfukové kanály, bylo rozhodnuto nevytvářet v tomto prostoru zmiňovaný „šnek“, ale naopak umístit výstupy přímo doprostřed, nad dva kanály výfuku. Lze předpokládat, že takto umístěné výstupy chladicí kapaliny způsobí intenzivní proudění chladiva právě v tenké mezeře mezi dvěma kanály a zajistí tím alespoň minimální pohyb kapaliny ve všech zákoutích chladicího prostoru.

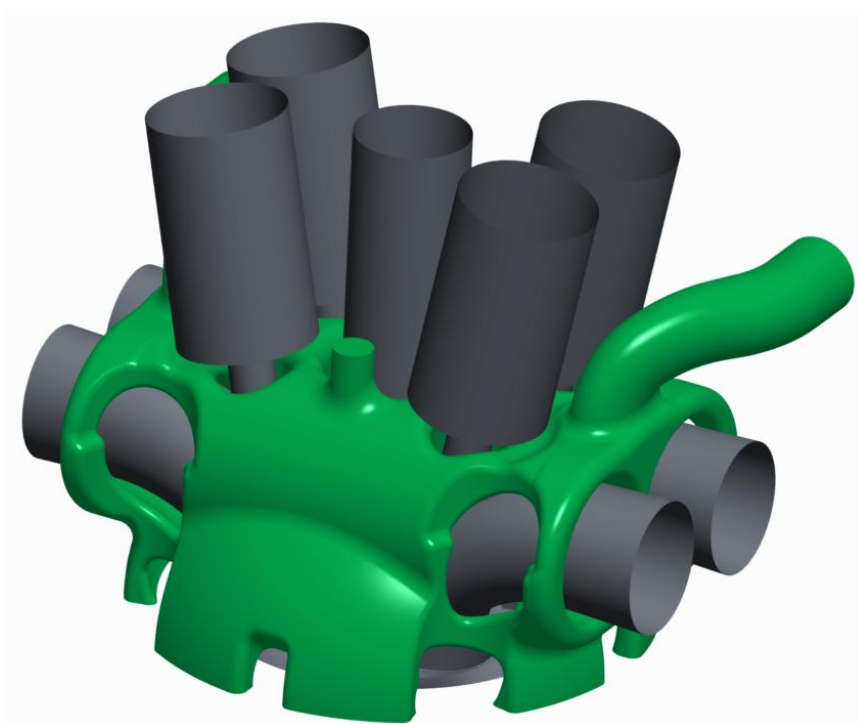
Výsledný tok chladiva hlavou motoru lze také významně ovlivnit použitým těsněním mezi hlavou a válcem. Vstupní otvory jsou v tomto místě velmi velkoryse dimenzovány a je předpoklad, že jejich výsledný průřez by byl korigován při zkouškách motoru právě vloženým těsněním. Vstupní prostory mají také svůj technologický význam při výrobě hlavy, kde slouží k polohování jádra ve formě. Stejný účel mají také dva výstupky, umístěné poblíž prostoru pro svíčku. Tyto pak budou zaslepeny takzvanými mrazovými zátkami. Obrázek 4.8 zobrazuje jádro chladicího prostoru společně se spalovacím prostorem, výfukovými kanály,



prostory pro svíčku a zdvihátka. Na tomto obrázku je dobře vidět chlazení důležitých prvků hlavy.



*Obr. 4.6 Chladicí prostor hlavy*

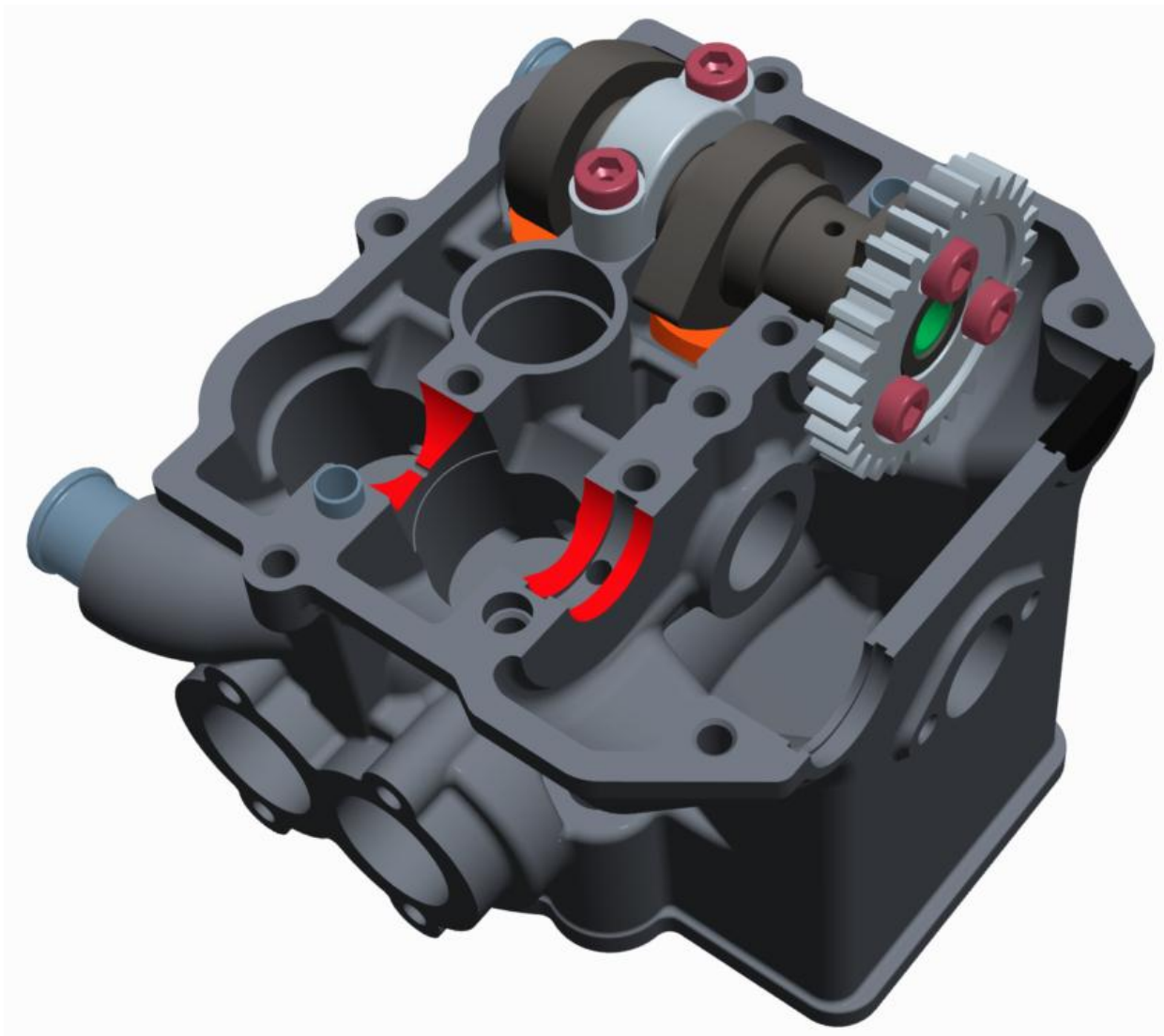


*Obr. 4.5 Chladicí prostor kolem výfukových kanálů*

#### 4.4 PROSTOR PRO VENTILOVÝ ROZVOD A UPEVNĚNÍ HLAVY

Zástavba ventilového rozvodu DOHC je poměrně náročná na prostor. Zejména pokud se jedná o válec relativně malého vrtání (70 mm) a ventily svírají velmi malý úhel s osou válce  $11^\circ$ . Situaci ztěžují také široká zdvihátka, což je dáno velkým průměrem základní kružnice vaček. Samozřejmě i samotné vačky pak vyšly značně rozměrné a byly obavy, aby nekolidovaly s vývrtem pro svíčku.

Při návrhu bylo nutné vhodně umístit ložiska vačkové hřídele. Bylo rozhodnuto, že první ložisko bude umístěno mezi dvěma vačkami. Toto řešení má výhodu, že ložisko se nachází v nejmenší možné vzdálenosti od vaček, to znamená i od působících sil. Průhyb vačkové hřídele potom bude malý. Druhé ložisko, umístěné poblíž ozubeného kola pohonu rozvodu, bylo původně uvažováno jako valivé, což je u motocyklových motorů této kategorie častá varianta. Nakonec však bylo vybráno kluzné ložisko kvůli vedení tlakového oleje do vačkové hřídele. I toto ložisko se nachází díky krátkým vačkovým hřídelům velmi blízko zdvihátka (viz obr. 4.9).



Obr. 4.7 Uložení vačkových hřídelů

Zároveň s návrhem uložení vačkových hřídelů bylo řešeno rozmístění svorníků pro upevnění hlavy k válci motoru. Původně bylo zvažováno použití šroubů. Ty by však musely být montovány seshora. Vzniklé návrhy, které počítaly s tímto řešením, však měli vždy šrouby nevhodně rozmístěné, nebo v příliš velké vzdálenosti od vrtání válce. Bylo proto rozhodnuto použít svorníky, přičemž příslušné matice nebudou utahovány seshora ale vždy z boku. Tato varianta umožnila umístit svorníky mnohem blíže vrtání válce (obr. 4.10).



*Obr. 4.8 Umístění děr pro připevnění*

Osy čtyř svorníků o průměru M10 jsou nyní rozmístěny na roztečné kružnici o průměru 102 mm a tvoří přesný čtverec. Toto rozložení bylo vybráno z několika verzí a zdá se, že výhodnější nelze při současném konstrukčním uspořádání hlavy nalézt. Má však jednu nevýhodu. Díky 4-kanálovému uspořádání hlavy a snaze tyto kanály chladit poblíž příruby výfuku, musely být pro matice svorníků vytvořeny záhyby, které budou prodražovat výrobu hlavy.

Na straně hlavy je vytvořena rozvodová šachta. Ta je díky nutnosti vést rozvodový řetěz ve větší vzdálenosti od válce rozměrnější, než bývá u motocyklových motorů zvykem.



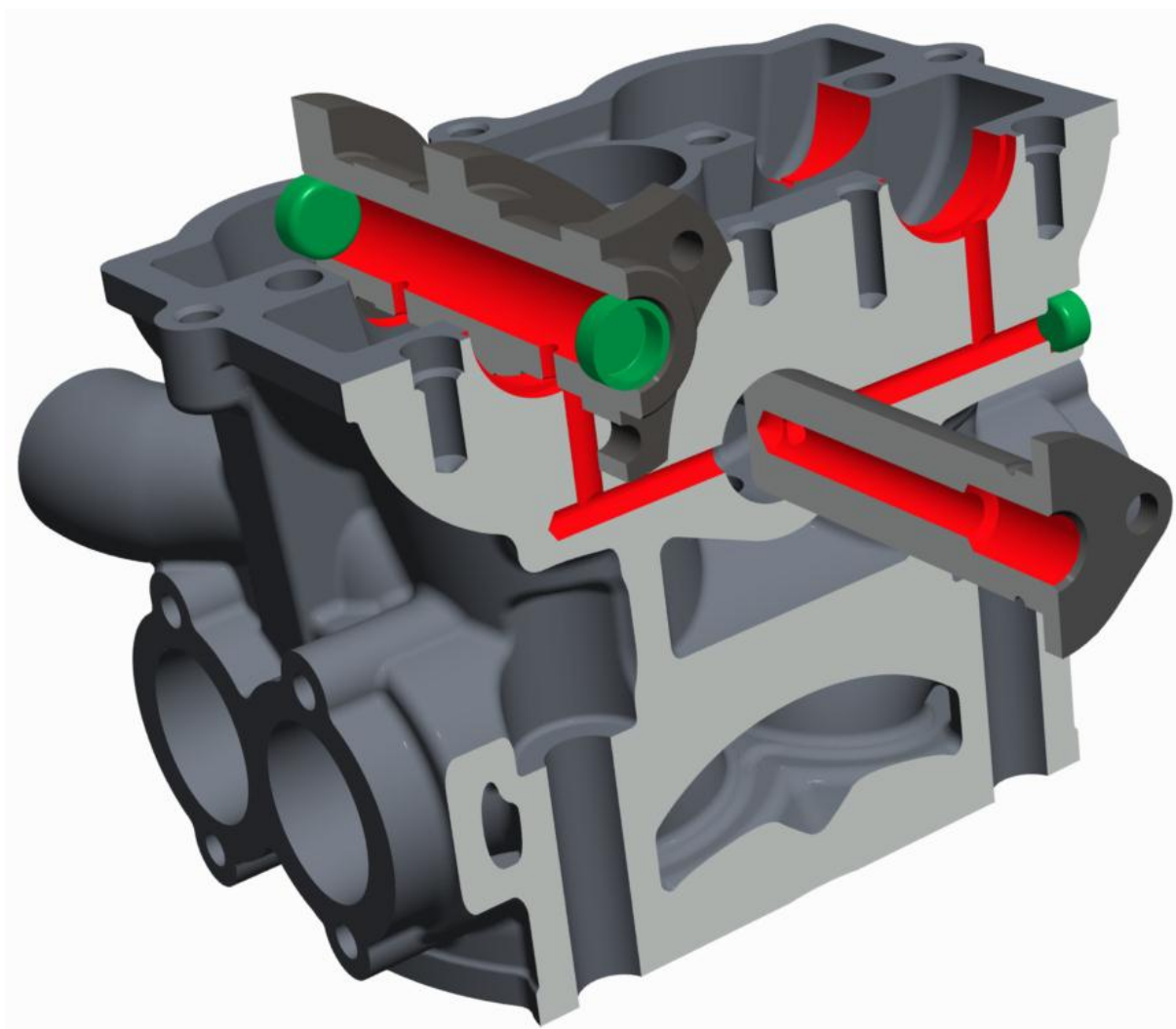


## 4.5 MAZÁNÍ

Mazání dvoudobého závodního motoru je nejčastěji zajištěno přidáváním oleje do směsi paliva se vzduchem, což je spolehlivé a jednoduché řešení. U motoru 2TEV bylo rozhodnuto klikový mechanismus mazat stejným způsobem.

Mechanismus ventilového rozvodu by však šel tímto způsobem mazat obtížně. Byly proto zvažovány různé možnosti, jak mazání provést a zachovat maximální konstrukční jednoduchost. Ukázalo se však, že pro rozvod DOHC s hrníčkovými zdvihátky se nebude možné vyhnout použití tlakového oleje pro mazání dílů rozvodu.

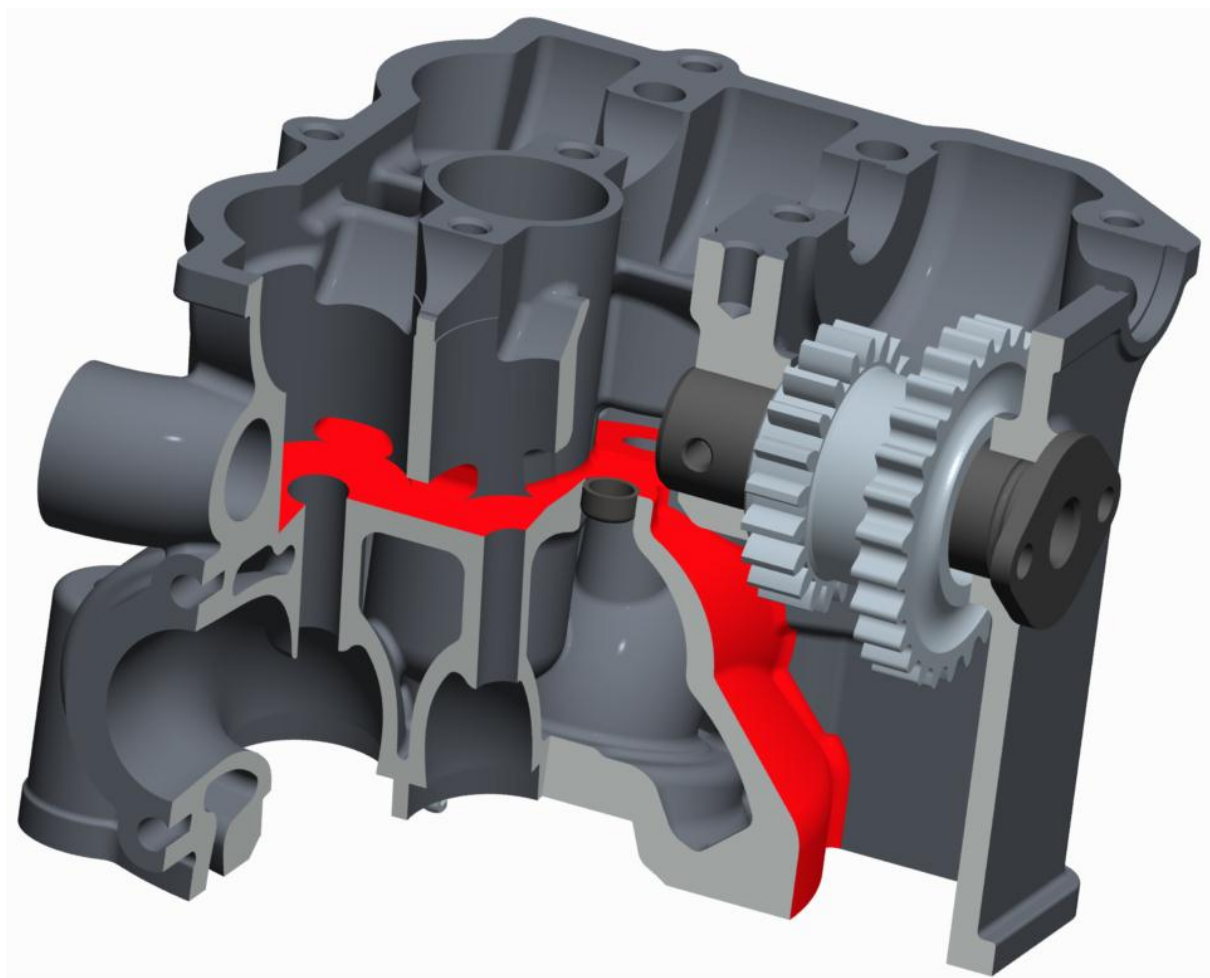
Bylo zvoleno uspořádání, které počítá s přívodem oleje trubicou (eventuálně hadicí) do hlavy válce, konkrétně pak do čepu horního řetězového kola. Tímto řešením bude zajištěna maximální volnost při umísťování olejového čerpadla a filtru do skříně převodovky. Olej je od přívodu do hlavy veden soustavou kolmých vývrtů do krajních ložisek vačkových hřídelů. Rozváděcí drážka pak zabezpečí vstup oleje do vývrtů ve vačkových hřídelích, odkud se dalším kolmým kanálem dostává do druhého ložiska, umístěného mezi vačkami. Příčná drážka v ložisku pak podpoří vytékání oleje přímo na zdvihátka. Celé vedení tlakového oleje v hlavě je zobrazeno na následujícím obrázku.



*Obr. 4.9 Vedení tlakového oleje v hlavě motoru*

Olej, který steče pod zdvihátka ventilů, je potřeba ihned odvádět z hlavy tak, aby se pod zdvihátky nehromadil. V opačném případě by hrozilo, že bude klást odpor zdvihátkům při otevírání ventilů a způsobovat tak přidavné zatížení rozvodu. Zde se ovšem nejvíce projevila zmiňovaný nedostatek prostoru v hlavě. U motocyklových motorů stejné kategorie se tento problém nejčastěji řeší vytvořením většího prostoru u vývrtu pro svíčku. U hlavy motoru 2TEV se však prostor pro svíčku nachází v těsné blízkosti zdvihátek a neumožňuje vytvoření odtoku oleje kolem vývrtu svíčky. Jedinou možností je vést odtok oleje přímo pod zdvihátky a tyto prostory propojit kanály, jak je vidět na obrázku 4.12. Rozměry těchto kanálků byly omezovány snahou nepřerušovat materiál hlavy v místech, kde dochází k tahovému namáhání od šroubů uložení vačkových hřídelů.

Při mazání pohonu rozvodu bude spoléháno na rozstřík přebytkového oleje a olejovou mlhu. Horní řetězové kolo je uloženo v jehlových ložiskách, ke kterým se olej bude dostávat pomocí vývrtů v mezeře mezi zuby.



*Obr. 4.10 Odtok oleje od zdvihátek*

## 5 KONSTRUKCE VÁLCE MOTORU

Válec motoru 2TEV vychází z konstrukce dvoudobých motocyklových motorů. Odlišnost lze vidět u přepouštěcích kanálů, které budou rozmístěny rovnoměrně kolem celého vrtání válce. Úplně netypickým konstrukčním prvkem pro válce dvoudobých motorů však bude šachta pro rozvodový řetěz.

### 5.1 PŘEPOUŠTĚCÍ KANÁLY

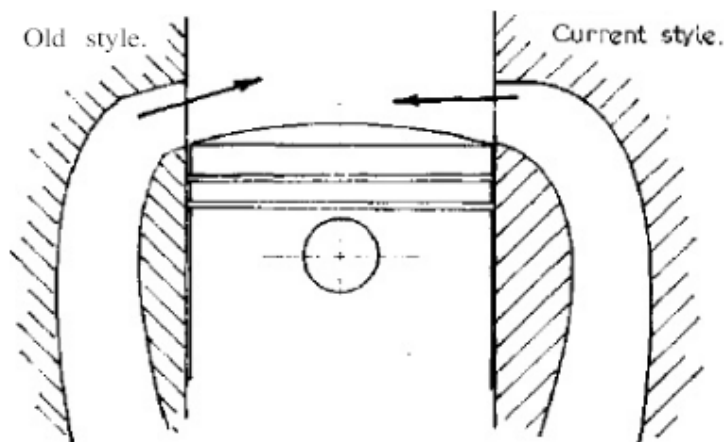
Tvar a rozmístění přepouštěcích kanálů spoluurčuje způsob vyplachování dvoudobého motoru. Správná funkce vyplachování je pro každý dvoudobý motor naprosto klíčová. Motor 2TEV používá souproutěho způsobu vyplachování, které by mělo mít určité výhody, jak bylo popsáno v kapitole 1.2. Přepouštěcí kanály musí proto být navrhovány se zřetelem na dobrou funkci souproutěho vyplachování.

V podstatě všechny motory, které používají souprouté vyplachování s ventily v hlavě válce, jsou vznětové. Tomu odpovídá také tvar přepouštěcích kanálů. U všech těchto motorů jsou kanály směřovány tak, aby vyvolaly ve válci tangenciální vír. To, že s jiným směřováním kanálů se nepočítá, je patrné také z literatury. Například v knize profesora Blaira [3], je dobře popsán postup, jak navrhovat tyto tangenciální kanály. Jiný způsob směřování zde ale není vůbec uvažován, a to přesto, že se jedná o publikaci, která se dvoudobými motory zabývá spíše obecně.

Přes to všechno bylo rozhodnuto jít proti tomuto trendu a směřovat kanály kolmo k vrtání válce. Tečný vír je zcela jistě výhodný pro vznětové motory, kde je díky přítomnosti tohoto víru rovnoměrněji vzněcována směs po vstříknutí paliva. U zážehového motoru je však situace jiná. I u relativně pomaluběžných vznětových motorů totiž nastává situace, kdy při větších rychlostech proudění dochází k přimknutí vyplachovacích proudů ke stěně válce a prostřední část válce zůstává nevypláchnuta. [3]

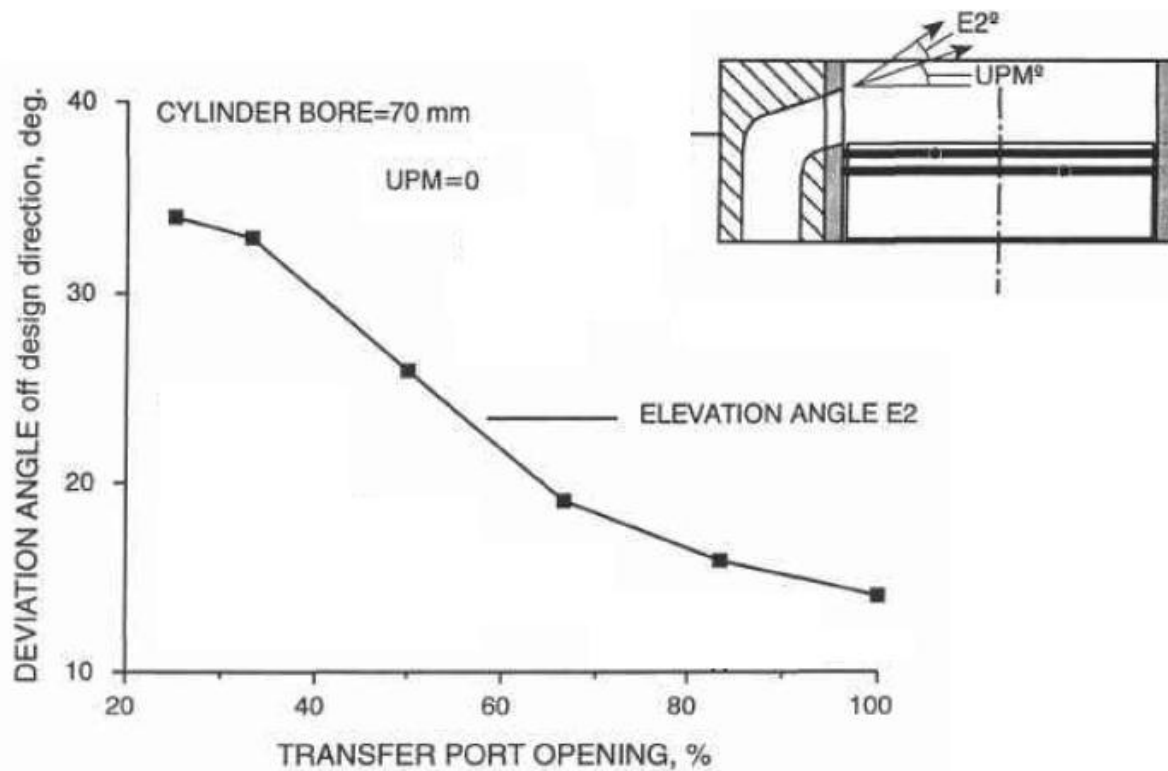
Při aplikaci tohoto poznatku na motor 2TEV, který dosahuje mnohem vyšších otáček, a i rychlost čerstvé směsi vstupující do válce je vyšší, vyplývá, že tento problém by zde byl přítomen v mnohem větší míře. Mimo špatnou účinnost vyplachování by také nastaly komplikace se zapálením směsi. Při centrálně umístěné zapalovací svíčke by se její elektrody nacházely ve špatně vypláchnuté oblasti, kde by byla chudá a tedy obtížně zapalitelná směs.

Zbývalo vyřešit úhel směřování kanálů vzhledem k ose válce. Zde již mohly být částečně využity zkušenosti plynoucí z konstrukce dvoudobých, vratně vyplachovaných motorů. Z dostupných výkresů a literatury [25] plyne, že v této oblasti nastal určitý vývoj. Zatímco dříve bylo snahou výstup kanálů směřovat mírně nahoru k hlavě motoru, v současné době je zvykem směřovat výstup přesně kolmo ke stěně válce (viz obr. 5.1).



Obr. 5.1 Směřování přepouštěcích kanálů [25]

Tuto koncepci používanou u vratného vyplachování nelze samozřejmě automaticky aplikovat na kanály souproutého vyplachování. Zejména, když je i laickým pohledem vidět, že mírné směřování vyplachovacích proudů směrem nahoru k výfukovým ventilům je žádoucí. Tento rozpor je dobře vysvětlen v [3]. Situaci ukazuje graf na obrázku 5.2. Je vidět, že úhel, pod kterým vstupují proudy čerstvé směsi do válce, je vždy větší než úhel směřování okrajů kanálu, a to v závislosti na tom, jak moc je v daný okamžik přepouštěcí kanál otevřen. Proudění směsi směrem k hlavě válce tedy bude zajištěno i v případě použití kolmého vyústění kanálů.



Obr. 5.2 Odchylna úhlu proudící směsi od úhlu přepouštěcího kanálu [3]

Rychlé směřování proudů nahoru do hlavy válce v žádném případě není žádoucí. Čerstvá směs by měla válec během vyplachování spíše postupně napustit ze zdola nahoru, tak aby se první čerstvá směs dostala do blízkosti výfukových kanálů co nejpозději. Strmé směřování proudů k výfukovým kanálům by mělo přesně opačný efekt a v podstatě by vznikla situace podobná příčnému vyplachování bez deflektoru na pístu.

Již ve starší literatuře [1] jsou popsány tři hlavní zásady pro návrh přepouštěcích kanálů, obecně pro všechny druhy vyplachování:

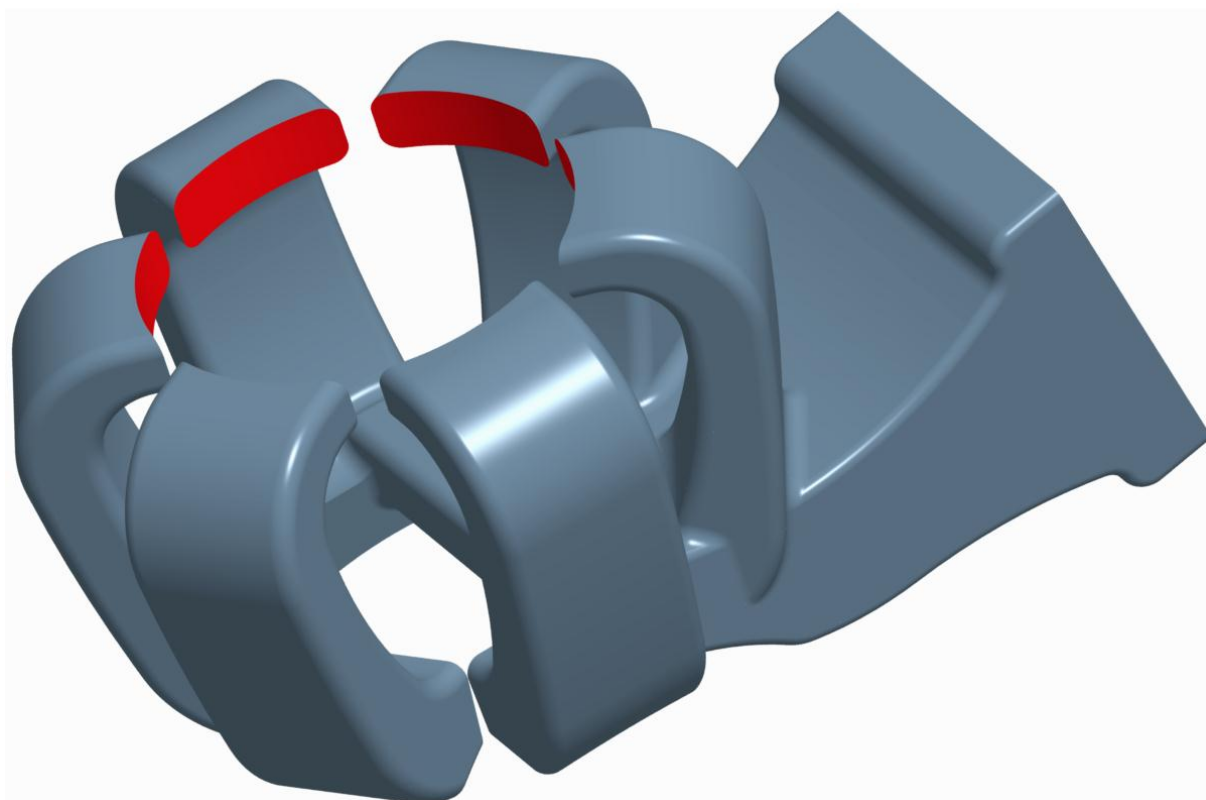
1. přivedení vyplachovacích proudů do válce jiným směrem než odcházejí spaliny
2. rychlé spojení vyplachovacích proudů v jeden společný proud
3. vedení vyplachovacích proudů po dnu pístu a stěně válce, a to ihned po vniknutí vyplachovacích proudů do válce. Přitom má být toto vedení zachováno co nejdéle.

Přesto že byly tyto zásady formulovány před poměrně dávnou dobou. Nemuseli by být liché ani dnes. Návrh přepouštěcích kanálů motoru 2TEV tyto zásady do značné míry splňuje.



Takovéto navrhování přepouštěcích kanálů je samozřejmě do značné míry tipování. Nutno však podotknout, že jiné možnosti ani nejsou dispozici. Ověřování vyplachování dvoudobého motoru pomocí simulace patří mezi nejsložitější úkoly v daném oboru a ke správným výsledkům se dá dostat jedinečně v součinnosti s experimentálním měřením.

Následující obrázek ukazuje výsledný návrh přepouštěcích kanálů. Kanály jsou zde zobrazeny v soustavě se sacím kanálem do klikové skříně, o čemž bude pojednáno později.



*Obr. 5.3 Přepouštěcí kanály motoru 2TEV*

## 5.2 CHLAZENÍ VÁLCE

Tepelné namáhání válce motoru 2TEV bude menší než je tomu u současných dvoudobých motocyklů, kde je ve válci přítomen výfukový kanál. U těchto motorů také vznikl problém s nerovnoměrným roztahováním válce vlivem značně vyšších působících teplot na straně výfukového kanálu. To často vedlo k zadírání pístů. U motoru 2TEV něco podobného nehrozí. Spodní část válce je po celém obvodu chlazena vstupující čerstvou směsí, v té horní je pak proveden prostor pro chladicí kapalinu. Je účelné, aby chladicí kapalina proudila co nejrovnoměrněji kolem celého obvodu válce a také stejnoměrně vstupovala do hlavy. Z tohoto pohledu by bylo výhodné, aby i vstupy chladicí kapaliny do válce motoru byly alespoň dva. To by však dále komplikovalo zástavbu motoru. Bylo proto rozhodnuto použít jeden vstup. Pro vylepšení situace bylo vytvořeno rozšíření kolem celého válce v úrovni vstupu chladicí kapaliny. Toto rozšíření tvoří pomyslný prstenec chladiwa kolem celého válce. Rovnoměrné proudění bude podporováno také tím, že válec bude v rámu motocyklu nakloněn a vstup chladiwa bude umístěn v nejnižším místě. Obrázek 5.4 ukazuje válec v řezu tak, aby byl dobře vidět chladicí prostor.





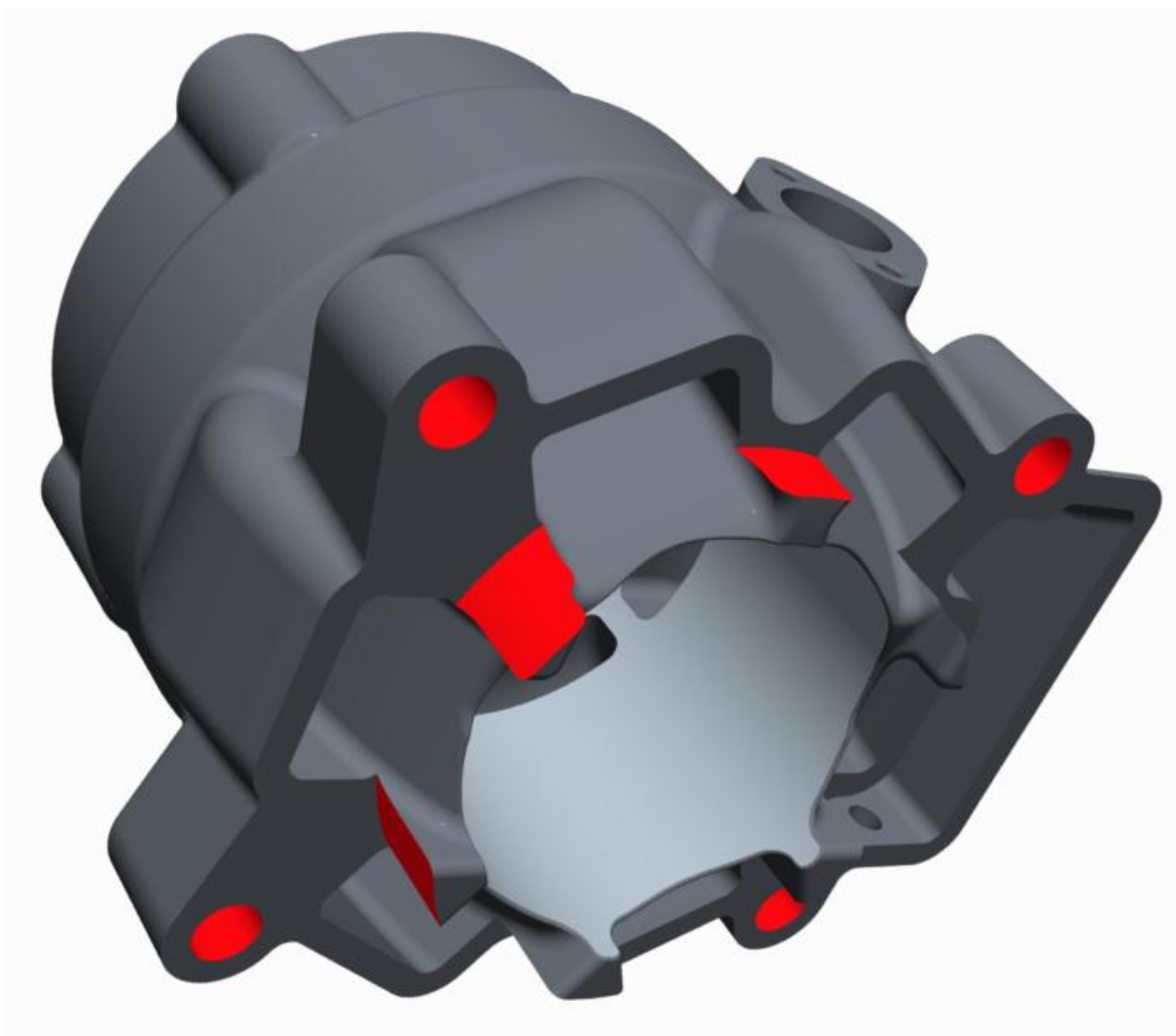
*Obr. 5.4 Chlazení válce*

### 5.3 PŘIPOJENÍ VÁLCE KE KLIKOVÉ SKŘÍNI

Mimo přepouštěcí kanály a chlazení je potřeba na válci motoru navrhnout další konstrukční prvky. Jedná se zejména o návrh upevnění válce a šachtu rozvodu.

Rozmístění děr pro svorníky na horní dosedací ploše válce je určeno konstrukcí hlavy. V rámci konstrukce válce je však potřeba vyřešit jeho připevnění ke klikové skříni. Bylo opět zvoleno připevnění pomocí 4 svorníků. Jejich vhodnému rozmístění výrazně překáží rozměrné přepouštěcí kanály. Je jasné, že 4 svorníky nelze do mezer mezi 6 kanálů nijak rovnoměrně umístit. Z tohoto důvodu je také patrné, proč nemohlo být vůbec bráno v úvahu oblíbené řešení se čtyřmi dlouhými svorníky, procházejícími z hlavy až do klikové skříně.

Svorníky tedy musely být umístěny v poměrně velké vzdálenosti od vrtání válce (viz obr. 5.5). Největší vzdálenost mezi dvěma sousedními šrouby je zde 106 mm. U dvoudobých motocyklových motorů, kde je toto připevnění konstruováno stejným způsobem, však bývá tato vzdálenost ještě vyšší. Zdá se, že důležitým kritériem pro umístění svorníků již není vzdálenost od vrtání válce, ale umísťování šroubů na úroveň ložisek klikového hřídele. Tento požadavek je u motoru 2TEV přibližně splněn.



*Obr. 5.5 Díry pro svorníky a středící plochy*

Válec je potřeba vůči klikové skříni přesně polohovat. Středění je dáno pokračováním stěny válce pod úroveň dosedací plochy. Stěna válce je zde již zastoupena pouze výstupky, které vznikly mezi vstupy do přepouštěcích kanálů (obr. 5.5).

#### **5.4 ROZVODOVÁ ŠACHTA**

Rozvodovou šachtu bylo potřeba na úrovni válce mírně rozšířit z důvodů přítomnosti vodících lišt rozvodového řetězu. Na odlehčené straně řetězu bylo do šachty potřeba zabudovat napínací člen řetězu. Protěžší strana šachty pak slouží přímo jako dosedací plocha pro vodící lištu. Toto řešení bylo zvoleno kvůli požadavkům na malý zástavbový prostor do rozvodové šachty. Řešení ukazuje obrázek 5.6.



*Obr. 5.6 Šachta rozvodového řetězu*



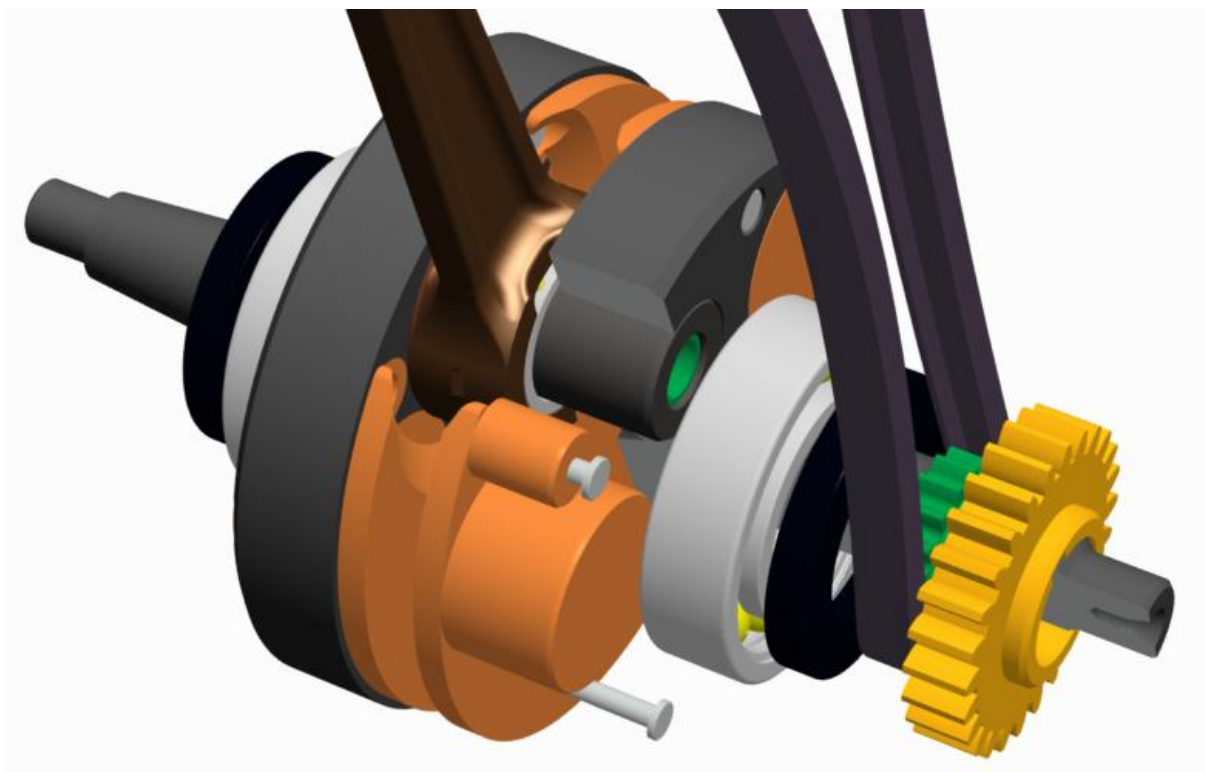


## 6 KONSTRUKCE KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismus motoru 2TEV lze řešit tak, jak je běžné u dvoudobých motocyklových motorů. Proto mu z časových důvodů nebyla věnována tak velká pozornost jak je obvyklé při návrhu motoru. Rozměry dílů klikového mechanismu vycházejí z hodnot obvyklých u motorů dané kategorie.

### 6.1 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel dvoudobých motorů se skládá ze dvou ramen nalisovaných na ojnicím čepu. Ramena jsou tvořena kotouči, které zároveň plní i funkci setrvačníků. Jejich úkolem je také vyplňovat škodlivý prostor v klikové skříni. Proto se na vnitřní stranu kotoučů instalují plastové ucpávky (obr. 6.1).



*Obr. 6.5.1 Částečný řez klikovou hřídelí*

Kliková hřídel motoru 2TEV vychází poměrně dlouhá. Zatímco levá strana může sloužit pouze pro pohon zapalování, na pravé straně bude umístěno řetězové kolo pro pohon rozvodu. Bylo rozhodnuto řetězové kolo umístit na hřídel ještě před soukolí primárního převodu, což je vidět na obrázku 6.1. V opačném případě by vznikaly problémy při opravách primárního převodu, kdy by za tímto účelem musel být demontován pohon rozvodu, což by bylo značně nepohodlné. Takovéto uspořádání však hřídel ještě více prodlužuje, protože rozvodový řetěz je kvůli přepouštěcím kanálům umístěn ve značné vzdálenosti od vrtání válce.

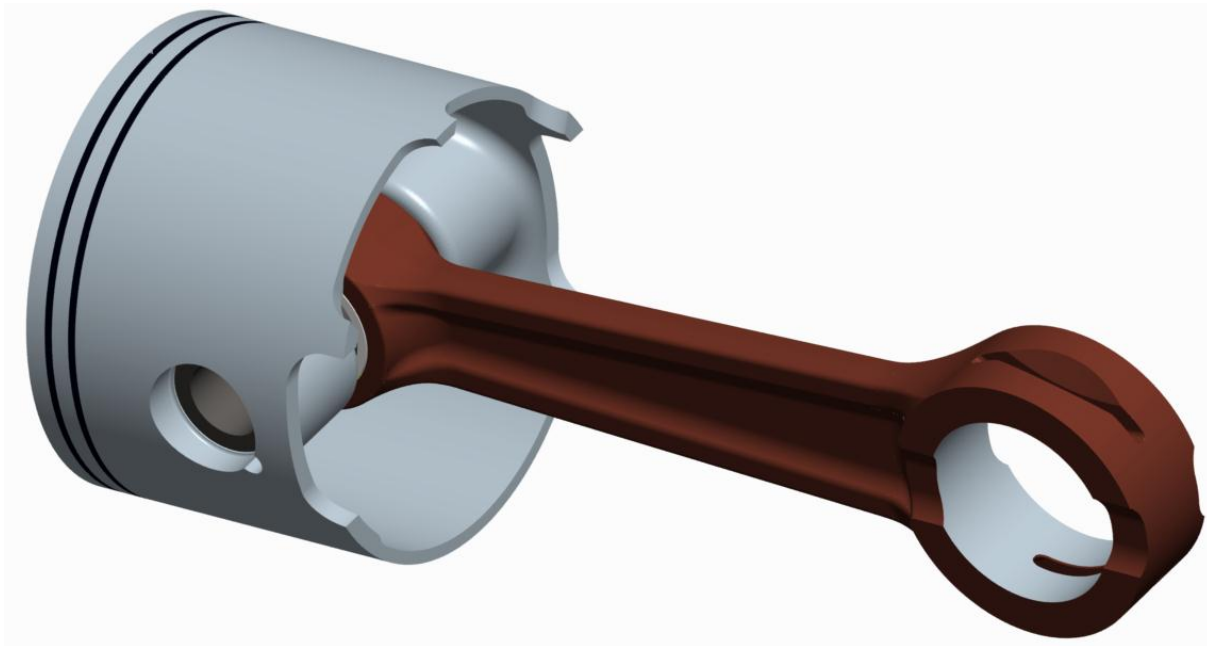
### 6.2 PÍST

Pro píst motoru 2TEV neplatí pravidlo o minimální délce pláště pístu, která u vratně vyplachovaných motorů musí dosahovat alespoň hodnoty zdvihu. Plášť pístu přesto není

vhodné v předozadním směru zkracovat pod určitou mez, jak bylo vysvětleno v kapitole 2.2. Výsledný návrh ukazuje obrázek 6.2. Jak je vidět, ve spodní části pláště jsou provedeny výřezy odpovídající poloze přepouštěcích kanálů.

Pro těsnění spalovacího prostoru bylo použito dvou stejných pístních kroužků. Ty je u dvoudobého motoru potřeba přesně polohovat tak, aby vzniklá drážka pístního kroužku byla na úrovni žebra přepouštěcích kanálů válce. Zajištění je provedeno vsazeným kolíčkem.

Oproti původním záměrům je na pístu použito rovné dno. Důvod je zřejmý z kapitoly 4.1.



*Obr. 6.2 Píst s ojnici*

### 6.3 OJNICE

Protože nebyl proveden návrhový výpočet ani pevnostní analýza ojnice, bude pro potřeby motoru 2TEV využita ojnice motoru KTM EXC 1999. Pro tento účel byla pouze její délka o devět milimetrů zkrácena. Ostatní rozměry, včetně průměrů děr, budou zachovány. Návrh ojnice s problematikou návrhu motoru 2TEV nesouvisí a snaha o její překonstruování by z hlediska řešeného tématu neměla žádný význam. Ojnice je v sestavě s pístem zobrazena na předcházejícím obrázku.

### 6.4 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Jendoválcový motor se vyznačuje nevyváženými setrvačnými odstředivými i posuvnými silami. Setrvačné síly lze vyvážit pomocí vývažků na ramenech klikového hřídele, posuvné síly pouze zástavbou vyvažovací jednotky. U dvoudobých sportovních motorů však není zvykem zástavbu takové jednotky provádět, aby nebyla promarněna největší výhoda spočívající v jednoduchosti a nízké hmotnosti dvoudobého motoru. Navíc setrvačné síly motoru o objemu 250 cm<sup>3</sup> nedosahují tak vysokých hodnot, aby vibrace jimi způsobené nebyly u sportovního motocyklu akceptovatelné. Pro zmírnění nepříjemných vibrací lze

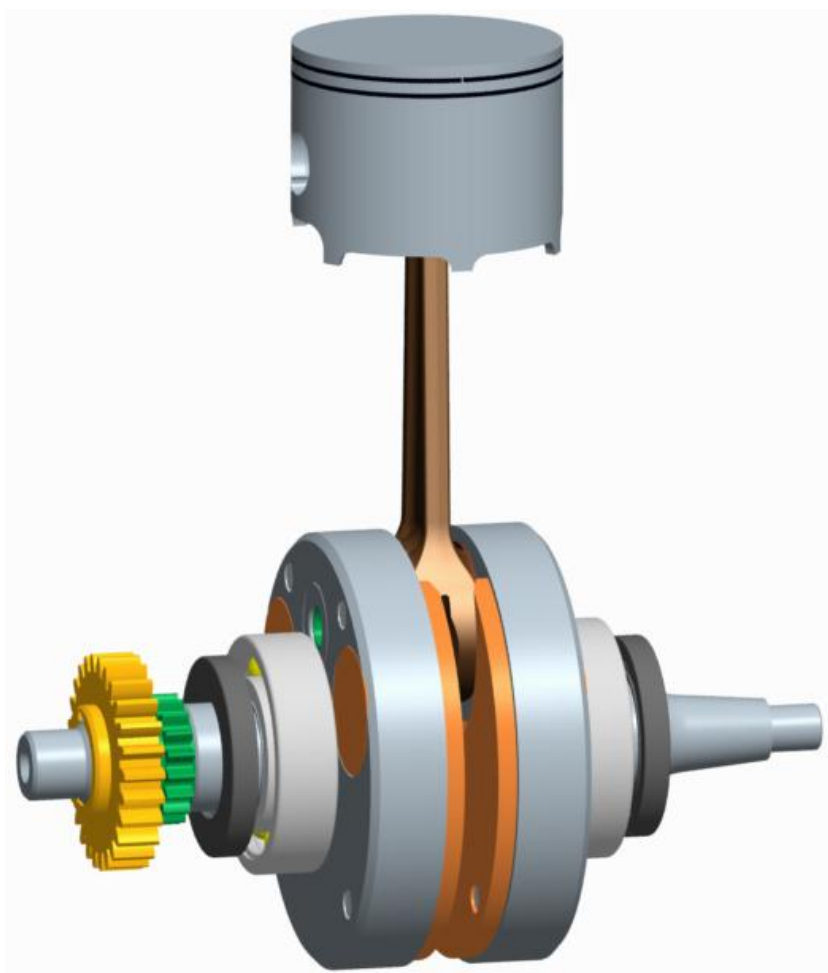


předimenzováním vývažků na klikové hřídeli přesměrovat část působících posuvných setrvačných sil do směru kolmého na jejich původní směr působení. Tato možnost bude využita také u motoru 2TEV.

Tvorba vývažků na klikovém hřídeli neprobíhá přidáváním materiálu na protější stranu zalomení, ale naopak odvrtáním materiálu setrvačnicků na okrajích ramen. To je dáno koncepcí klikové hřídele dvoudobého motoru. Je zřejmé, že dimenzování těchto vývrtů je v podstatě dáno rozměry klikové hřídele a možnosti, jak výsledné silové poměry měnit, jsou značně omezené. Z principu metody plyne, že nejvýhodnější by mělo být rozdělení působících sil do dvou směrů v poměru 1:1. Přesto to nebývá vždy pravidlem a i nižší podíl velikosti přesměrované síly se příznivě projevuje. U motoru 2TEV se odvrtáním setrvačnicků podařilo dosáhnout přesměrování 51 % sil, které původně působily v ose válce. Což je téměř ideální hodnota.

Rotační hmoty jsou tedy vyváženy úplně. Posuvné síly jsou z poloviny přesměrovány. Výpočet je uveden v příloze.

Celkový pohled na klikový mechanismus je na následujícím obrázku.



*Obr. 6.3 Celkový pohled na klikový mechanismus*

## 7 KONSTRUKCE KLIKOVÉ SKŘÍŇE

Klikovou skříň dvoudobého motoru je potřeba navrhovat současně s válcem motoru. To je dáno tím, že dělicí rovina mezi těmito součástmi vždy zasahuje do přepouštěcích kanálů. Kanály jsou tedy společným konstrukčním prvkem obou součástí.

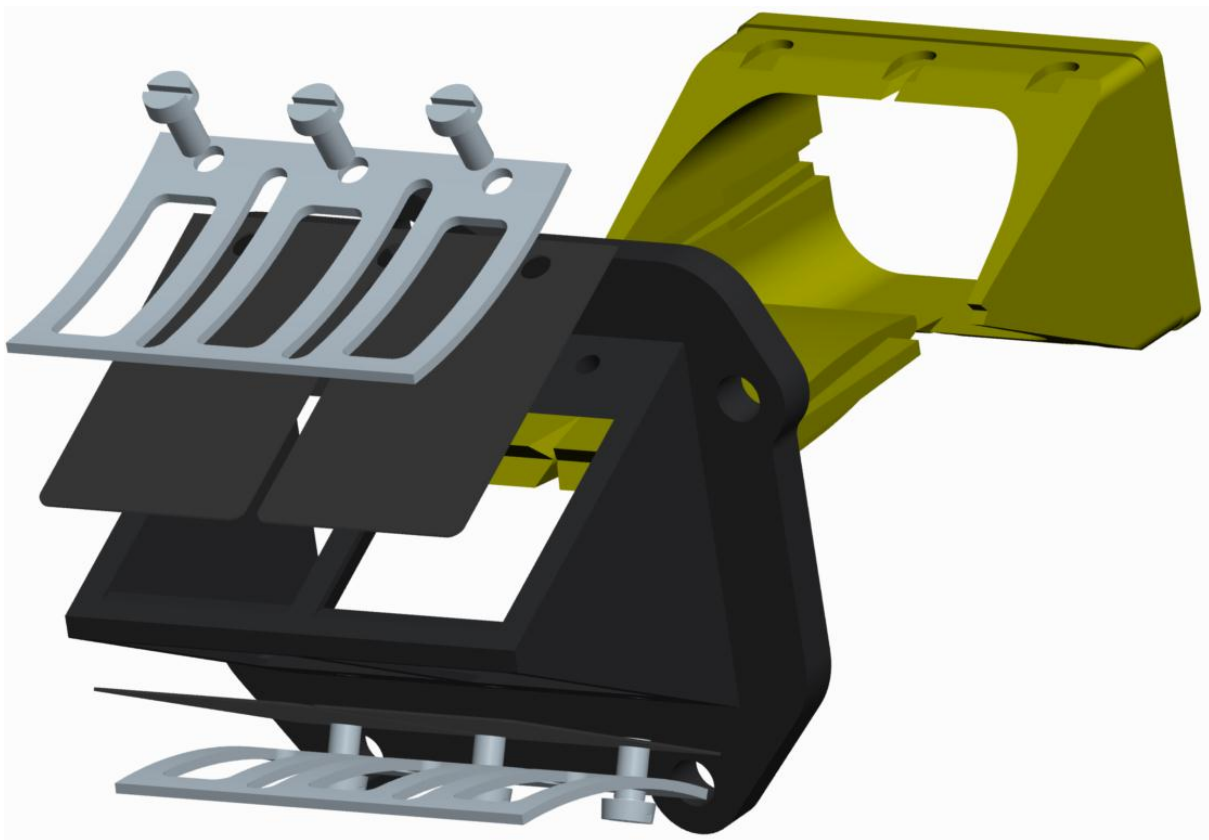
U motocyklových motorů je kliková skříň také součástí převodového ústrojí. Tato část však nespadá do zadaného tématu diplomové práce a nebyla řešena. Dořešena nebyla ani zástavba příslušenství motoru, jako je zapalování, olejové a vodní čerpadlo, či spojka motoru. Tyto součásti jsou sice nedílnou součástí každého motoru, pravdou ovšem je, že s problematikou motoru 2TEV příliš nesouvisí a jejich zástavbu lze řešit konvenčním způsobem.

Z tohoto pohledu je navržená skříň pouze polotovarem, kde jsou do detailu rozpracovány pouze prvky související s rozvodem motoru a zástavbou klikové hřídele.

### 7.1 SACÍ KANÁL

Přesto, že sání je nedílnou součástí rozvodu každého dvoudobého motoru, nebyla mu dosud věnována pozornost. To je dáno faktem, že jej lze řešit naprosto stejným způsobem jako sání běžného dvoudobého motocyklového motoru.

Pro dvoudobé motokrosové motory se používá výhradně nesymetrického rozvodu sání pomocí jazýčkového ventilu. Této skutečnosti bylo při konstrukci motoru 2TEV využito. Použitý jazýčkový ventil (obr. 7.1) pochází z motoru KTM EXC 1999 a při návrhu sacího kanálu byl také částečně sledován tvar použitý na tomto motoru. Ten byl implementován do jádra přepouštěcích kanálů a byl k vidění již na obrázku 5.3.

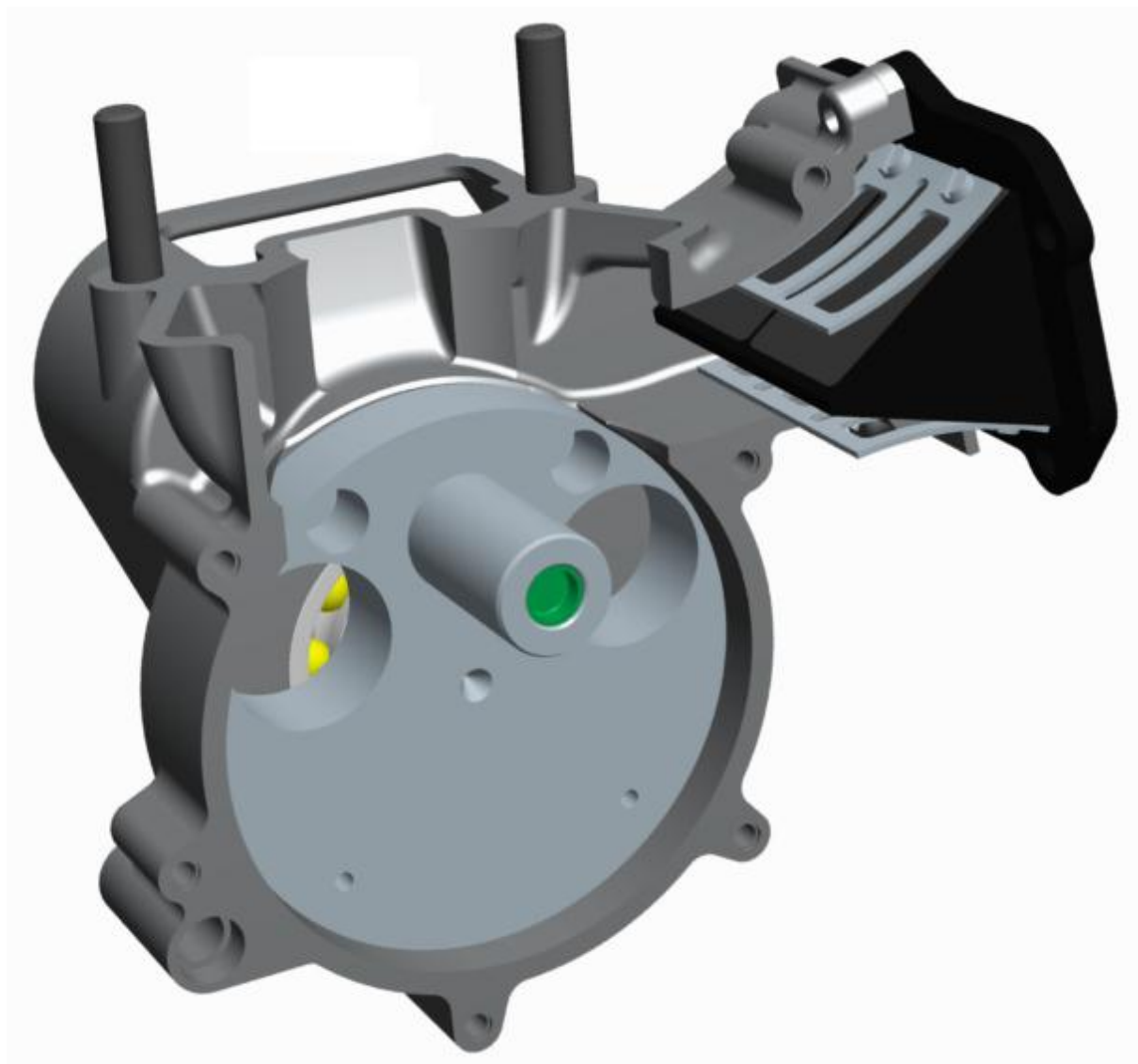


*Obr. 7.1 Jazýčkový ventil*



## 7.2 PROSTOR PRO KLIKOVOU HŘÍDEL

U dvoudobého motoru je potřeba na klikovou skříň nahlížet především jako na kompresní prostor pístového dmychadla. Při návrhu je proto vhodné dbát na eliminaci škodlivého prostoru. Jinými slovy, objem klikové skříně musí být při poloze pístu v dolní úvrati co nejmenší. To lze zajistit především použitím malých vůlí mezi setrvačníky a klikovou skříní (obr. 7.2).



*Obr. 7.2 Pravá polovina klikové skříně*

Valivá ložiska klikové hřídele bývají mazána směsí paliva a oleje. Prostor vyplněný jejich zástavbou lze tedy také částečně počítat mezi škodlivý objem. Bylo tedy zvažováno, zda se nepokusit alespoň jedno z těchto ložisek mazat olejem z převodové skříně a umístit tedy břitové těsnění mezi setrvačnick (rameno) klikového hřídele a toto ložisko. Toto řešení však bylo zavrženo, protože zmenšení škodlivého prostoru by bylo poměrně malé.







## ZÁVĚR

V diplomové práci byl navržen motor podle patentu Františka Pudila (PV 7018-80) 216305. Cílem práce bylo pomocí návrhu motoru odhalit a zhodnotit výhody a nevýhody koncepce. Předpokládané klady a zápory této pohonné jednotky byly podrobně probány v první kapitole. Již zde se ukázalo, že předpoklady autora patentu budou naplněny jen částečně, nebo jsou zcela mylné.

Závěry plynoucí z první kapitoly se při následném návrhu motoru bohužel potvrdily. Z konstrukce motoru navíc vyplynula další omezení, která znemožní plné využití hlavních výhod koncepce, tedy nesymetrii rozvodu a souprouté vyplachování.

Stěžejní pro správnou funkci motoru je návrh rozvodu (kapitola 3). Při řešení rozvodu motoru se plně projevil největší nedostatek zvolené koncepce. Tím je malý průtočný průřez v sedle výfukových ventilů. Jeho velikost je jen asi poloviční oproti požadované hodnotě. Tato disproporce by pravděpodobně vyústila v markantní snížení výkonu motoru, oproti původním předpokladům. Samozřejmě bylo snahou tento problém řešit. To lze provést zejména prodloužením doby otevření výfukového ventilu. Tato změna časování byla provedena (viz. kapitola 3.3.3). Je však pravděpodobné, že ani změnou časování nebude možné překlenout tak velkou disproporci v dimenzování průřezu výfuku.

Průřez v sedlech ventilů je závislý především na vrtání válce. Vrtání tedy bylo zvětšeno na 70 mm a zdvih snížen na 64,9 mm. Tento posun není v žádném případě výhodný pro použité souprouté vyplachování. Také zmíněné nutné prodloužení doby otevření ventilů se neobejde bez následků. Poklesne především tepelná účinnost motoru.

Již z kapitoly rozvod vyplývají největší úskalí tohoto motoru. Zároveň s výpočtem rozvodu byla řešena také konstrukce celého motoru. Při konstrukci byly detailně řešeny především ty součásti, které se týkají rozvodu motoru, nebo přímo souvisí s touto nestandardní koncepcí.

Při návrhu součástí bylo vycházeno ze zkušeností z motocyklových motorů dvoudobých i čtyřdobých. V menší míře i z dvoudobých vznětových motorů, které jsou z hlediska uspořádání navrhovanému motoru nejbližší. Při návrhu jakéhokoliv konstrukčního celku však bylo potřeba mít na paměti, že konstrukční prvek, který dobře funguje na konvenčních pohonných jednotkách, nemusí být ideálním řešením pro takto odlišný motor.

Návrh motoru slouží především pro účely posouzení zadané koncepce. Pokud by měl být použit jako podklad pro výrobu motoru, bylo by nutné návrh dále optimalizovat. Nebyla například věnována dostatečná pozornost snadné vyrobitelnosti složitých odlitků válce a hlavy, což by ve výsledku prodražovalo případnou výrobu.

Byla by také nutná optimalizace ventilového rozvodu. Quasistatický návrh byl proveden podle všech doporučení a s dostatečnou rezervou. Na závěr provedená dynamická analýza přesto vykazuje ztrátu kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem v provozním pásmu otáček. Dynamické analýze by tedy musela být věnována větší pozornost.

Závěrem je potřeba konstatovat, že koncepce motoru podle patentového návrhu Františka Pudila přináší výhody jen zdánlivě. Většina kladů motoru se rozplyne vlivem omezujících faktorů konstrukčního uspořádání. K tomu je potřeba připočíst fakt, že zástavbou ventilového rozvodu se zcela vytrácí největší výhoda dvoudobého motoru – konstrukční jednoduchost a nízká hmotnost. Případnou výrobu takového motoru, stejně jako další bádání v této oblasti, nelze než nedoporučit.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VYKOUKAL, Rudolf. *Dvoudobé motory vozidlové*. Vyd.1. PRAHA: SNTL, 1957. 344 s. Dostupné z WWW: <[http://jawarmaniak.wz.cz/ke\\_stazeni/literatura.html](http://jawarmaniak.wz.cz/ke_stazeni/literatura.html)>.
- [2] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1980. 196 s.
- [3] BLAIR, Gordon P. *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*. Warrendale : Society of Automotive Engineers, 1996. 623 s. ISBN 1-56091-685-0.
- [4] HUSÁK, Pavel. *Upravujeme motocykl pro závod*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1974. 164 s.
- [5] RÁFL, Jan; RITSCHL, Evžen. *Dvoudobý benzínový motor*. Praha: SNTL, 1964. 28 s.
- [6] HUSÁK, Pavel. *Motocykly s dvoudobým motorem*. Praha: SNTL, 1978. 324 s.
- [7] POCHOP, L. *Dvoudobé vznětové letecké motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 69 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal
- [8] OPLUŠTIL, V. *Dvoudobé motory závodních motocyklu kategorie GP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 74 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal.
- [9] SLOVÁK, M. *Úpravy pohonných jednotek pro motoristický sport*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [10] Patentierter Zweitaktmotor : Taktgefühl. *Motorrad*. 1998, 10, s. 58-61. Dostupný také z WWW: <<http://www.motorradonline.de/de/180527>>.
- [11] MAREK, Jiří. *Ovládání přívěry výfuku pro optimální řízení spalovacího dvoudobého motoru*. Pardubice, 2010. 52 s. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Dostupné z WWW: <<http://hdl.handle.net/10195/37178>>.
- [12] RAUSCHER, Jaroslav. *Ročníkový projekt*. Brno, 2005. 154 s. Studijní opory. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství.





- [13] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno, 2005. 235 s. Studijní opory. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství.
- [14] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. Brno. 156 s. Studijní opory. VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství.
- [15] BRABEC, Pavel. *PROJEKT DVOUDOBÉHO PLYNOVÉHO JEDNOVÁLCOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU*. Liberec, 2001. 12 s. Abstrakt diplomové práce. Technická univerzita v Liberci, katedra strojů průmyslové dopravy. Dostupné z WWW: <[http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2001/DP1\\_VCJB.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2001/DP1_VCJB.pdf)>.
- [16] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Vydání první. Praha : ČVUT, 2007. 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [17] PUDIL, František. *Dvoudobý spalovací motor s výfukovými ventily*. Int. Cl. F 01 L 1/38. Československá socialistická republika. Úřad pro vynálezy a objevy. Popis vynálezu k autorskému osvědčení 216305. 1980-10-17. Dostupný z WWW: <<http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/216/216305.pdf>>.
- [18] ŠESTÁK, J. Analýza proudění spalín v okolí výfukového ventilu spalovacího motoru s využitím CFD. 2009. 80s. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Martin Vrbka.
- [19] Opluštil, T. *Vyšetření dynamického namáhání ventilového rozvodu OHV*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 107 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher CSc.
- [20] BBRMotosports. *CBR250.net* [online]. 2011 [cit. 2011-12-01]. CRF 250 valve timing. Dostupné z WWW: <<http://www.cbr250.net/forum/cbr250-performance/1425-crf250-valve-timing.html>>.
- [21] *Motorkáři.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-12-03]. Motokatalog. Dostupné z WWW: <<http://www.motorkari.cz/motokatalog/>>.
- [22] LANC, Jan. *Ventily spalovacích rychloběžných motorů*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1958, 157 s.



- [23] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNTL/ALFA, 1983, 488 s.
- [24] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999, 62 s. ISBN 80-010-2010-X.
- [25] BELL, A. *Two-stroke performance tuning*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 1999, 271 p. ISBN 18-596-0619-9.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$TE_V$	[-]	efektivita zachycení zápalné směsi
$SR_V$	[-]	vyplachovací poměr
$b_{ca}$	[mm]	šířka vačky
$b_p$	[mm]	šířka přepouštěcích kanálů
$b_v$	[mm]	šířka výfukových kanálů
$D$	[mm]	vrtání
$d$	[mm]	průměr v sedle ventilu
$e$	[mm]	excentricita palce vačky
$F_a$	[N]	setrvačná síla
$f_p$	[mm <sup>2</sup> ]	průřezová plocha přepouštěcích kanálů
$F_p$	[N]	síla ventilové pružiny
$f_v$	[mm <sup>2</sup> ]	průřezová plocha výfukových kanálů
$h$	[mm]	zdvih ventilu
$K$	[mm]	excentricita dotykové úsečky vačky a zdvihátka
$k$	[-]	součinitel bezpečnosti ventilové pružiny
$l$	[mm]	délka ojnice
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$p$	[mm]	výška přepouštěcích kanálů
$r$	[mm]	poloměr ramene klikové hřídele
$S$	[mm]	zdvih
$U_P$	[°.mm <sup>2</sup> ]	úhlový průřez přepouštěcích kanálů
$v$	[mm]	výška výfukových kanálů
$V_K$	[m <sup>3</sup> ]	kompresní objem
$v_p$	[m.s <sup>-1</sup> ]	střední pístová rychlost
$V_{TS}$	[m <sup>3</sup> ]	objem válce po uzavření výfukových kanálů
$V_Z$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem
$\delta$	[°]	předstih výfuku
$\varepsilon_g$	[-]	geometrický kompresní poměr
$\varepsilon_{sk}$	[-]	skutečný kompresní poměr
$\lambda$	[-]	klikový poměr
$\varphi_p$	[°]	úhel otevření přepouštění
$\varphi_v$	[°]	úhel otevření výfuku



## SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Výpočet vyvážení rotačních a posuvných setrvačných sil
- P2 Obrázky výsledného řešení motoru
- P3 Výkres sestavy motoru 2TEV



## VÝPOČET VYVÁŽENÍ ROTAČNÍCH A POSUVNÝCH SETRVAČNÝCH SIL

### Redukce ojnice do hmotných bodů

$$l_{cr} = 123\text{mm}$$

$$m_{cr} = 2.032 \times 10^{-1}\text{kg}$$

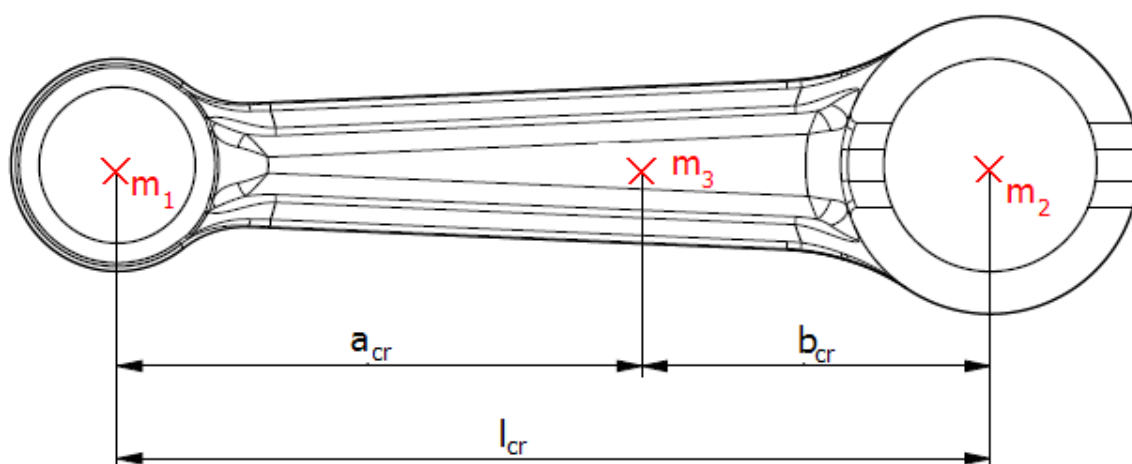
$$b_{cr} = 49.05\text{mm}$$

$$m_{cr} = 0.203\text{kg}$$

$$a_{cr} = l_{cr} - b_{cr}$$

$$J_T = 521.77\text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$a_{cr} = 73.95\text{mm}$$



Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice

$$m_1 = \frac{J_T}{a_{cr} \cdot (a_{cr} + b_{cr})}$$

$$m_1 = 0.057\text{kg}$$

Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice

$$m_3 = m_{cr} - m_1 - m_2$$

$$m_3 = 0.059\text{kg}$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice

$$m_2 = m_1 \cdot \frac{a_{cr}}{b_{cr}}$$

$$m_2 = 0.086\text{kg}$$

### **Přepočet tříbodové redukce na dvoubodovou**

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice

$$m_{t\_cr} = m_1 + m_3 \cdot \frac{b_{cr}}{l_{cr}}$$

$$m_{t\_cr} = 0.081\text{kg}$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice

$$m_{r\_cr} = m_2 + m_3 \cdot \frac{a_{cr}}{l_{cr}}$$

$$m_{r\_cr} = 0.122\text{kg}$$



### Redukovaná hmotnost rotujících částí

Redukovaná hmotnost (zalomení) klikové hřídele

$$m_{zal} = 3.057 \text{ kg}$$

$$r_T = 3.76 \text{ mm}$$

$$r = 32.45 \text{ mm}$$

$$m_{zal\_red} = m_{zal} \cdot \frac{r_T}{r}$$

$$m_{zal\_red} = 0.354 \text{ kg}$$

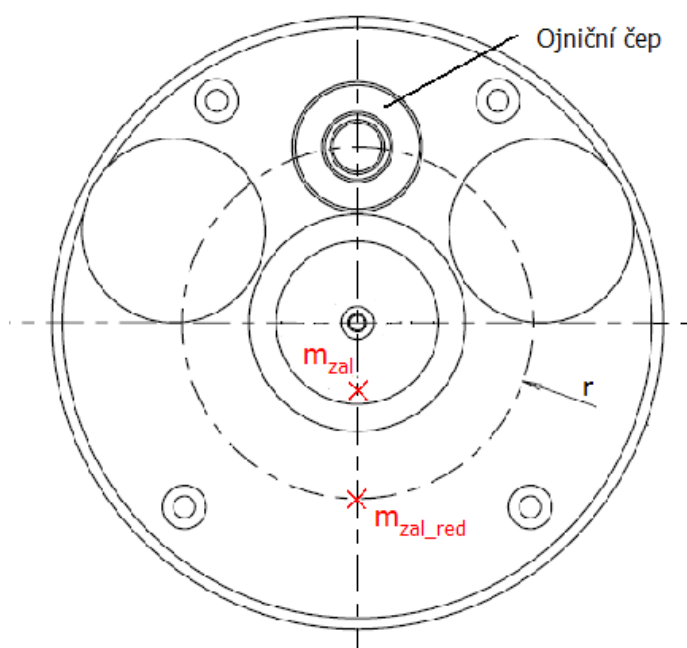
Hmotnosti zbylých nevyvážených rotujících částí

$$m_{cr\_bearing} = 0.038 \text{ kg}$$

$$m_{cr\_spacer} = 0.0068 \text{ kg}$$

$$m_r = m_{zal\_red} + (m_{r\_cr} + m_{cr\_bearing} + 2 \cdot m_{cr\_spacer})$$

$$m_r = 0.18 \text{ kg}$$



### Redukovaná hmotnost posuvných částí

$$m_{piston} = 0.1861 \text{ kg}$$

$$m_{piston\_pin} = 0.064 \text{ kg}$$

$$m_{piston\_bearing} = 0.0181 \text{ kg}$$

$$m_{piston\_ring} = 0.00587 \text{ kg}$$

$$m_p = m_{piston} + m_{t\_cr} + m_{piston\_pin} + m_{piston\_bearing} + m_{piston\_ring}$$

$$m_p = 0.355 \text{ kg}$$

### Vyvážení

Poměr přesměrování posuvných sil do příčné osy:

$$\text{pomer\_presmerovani} = \frac{m_r}{m_p}$$

$$\text{pomer\_presmerovani} = 50.816 \cdot \%$$



## OBRÁZKY VÝSLEDNÉHO ŘEŠENÍ MOTORU

